



SKRIPSI - ME141501

ANALISA MOMEN PUNTIR POROS TURBOCHARGER ABB TIPE VTR 354 AKIBAT FENOMENA SURGING

ISTIQOMAH
NRP 4213 100 054

Dosen Pembimbing 1 :
Beny Cahyono, ST, MT, Ph.D

Dosen Pembimbing 2 :
Ir. Aguk Zuhdi Muhammad Fathallah, M.Eng, Ph.D

**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017**



SKRIPSI - ME141501

**ANALISA MOMEN PUNTIR POROS
TURBOCHARGER ABB TIPE VTR 354 AKIBAT
FENOMENA SURGING**

**ISTIQOMAH
NRP. 4213 100 054**

Dosen Pembimbing 1 :
Beny Cahyono, ST, MT, Ph.D

Dosen Pembimbing 2 :
Ir. Aguk Zuhdi Muhammad Fathallah, M.Eng, Ph.D

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



SKRIPSI - ME141501

**SHAFT TWIST MOMENT ANALYSIS
OF TURBOCHARGER ABB TYPE VTR 354
DUE TO SURGING PHENOMENON**

**ISTIQOMAH
NRP. 4213 100 054**

Supervisor 1 :
Beny Cahyono, ST, MT, Ph.D

Supervisor 2 :
Ir. Aguk Zuhdi Muhammad Fathallah F, M.Eng, Ph.D

MARINE ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2017

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISA MOMEN PUNTIR POROS TURBOCHARGER ABB TIPE VTR 354 AKIBAT FENOMENA SURGING

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada

Bidang Studi Marine Power Plant (MPP)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

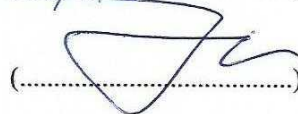
ISTIQOMAH
NRP. 4213100054

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :

1. Beny Cahyono, ST, MT, Ph.D
NIP. 1979 0319 2008 01 1008

()

2. Ir. Aguk Zuhdi M F, M.Eng, Ph.D
NIP. 1956 0519 1986 10 1001

()

SURABAYA,
JULI 2017

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISA MOMEN PUNTIR POROS TURBOCHARGER ABB TIPE VTR 354 AKIBAT FENOMENA SURGING

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada

Bidang Studi Marine Power Plant (MPP)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :
ISTIQOMAH
NRP. 4213100054

Disetujui oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan :




Dr. Eng. Muhammad Badrus Zaman, ST, MT
NIP. 1977 0802 2008 01 1007

**SURABAYA,
JULI 2017**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

ANALISA MOMEN PUNTIR POROS TURBOCHARGER TIPE VTR 354 AKIBAT FENOMENA SURGING

Nama : Istiqomah
NRP : 4213100054
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan
Dosen Pembimbing 1 : Beny Cahyono, ST, MT, Ph.D
Dosen Pembimbing 2 : Ir. Aguk Zuhdi Muhammad Fathallah, M.Eng, Ph.D

ABSTRAK

Surging merupakan suatu fenomena dimana adanya aliran balik udara yang menuju sisi compressor. Kejadian tersebut dapat ditandai dengan bunyi atau getaran yang berlebih pada turbocharger. Penyebab utama surging dapat dikelompokkan menjadi dua, yaitu kegagalan atau kelalaian dalam pengoperasian dan kesalahan desainer saat pemilihan turbocharger.

Penelitian ini akan membahas tentang pengaruh surging terhadap momen puntir poros turbocharger ABB tipe VTR 354 pada engine Niigata 8MG40X. Metode yang digunakan berbasis Finite Element Method. Diawali dengan penetapan torsi compressor, torsi turbine, menyiapkan model poros turbocharger serta simulasi dengan SolidWorks.

Dari hasil penelitian, diperoleh bahwa daerah kritis yang disebabkan oleh surging terletak pada compressor seat. Selisih torsi terbesar saat engine load 50% yaitu -1.304 Nm dengan nilai tegangan maksimum 0.015906 Mpa. Sedangkan displacement yang terjadi sebesar 0.0000270028 mm dan maksimum regangannya yang dihasilkan adalah 6.26693×10^{-8} mm/mm. Dengan demikian, material poros 17NiCrMo6-4 dianggap dapat menghadapi surging pada turbocharger tersebut.

Keywords : surging, momen puntir, poros turbocharger

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

SHAFT TWIST MOMENT ANALYSIS OF TURBOCHARGER TYPE VTR 354 DUE TO SURGING PHENOMENON

Name : Istiqomah
NRP : 4213100054
Department : Marine Engineering
Supervisor 1 : Beny Cahyono, ST, MT, Ph.D
Supervisor 2 : Ir. Aguk Zuhdi Muhammad Fathallah, M.Eng, Ph.D

ABSTRACT

Surging is a phenomenon in which the airflow back toward of the compressor side. This case can be known by excessive sound or vibration in the turbocharger. The main cause of surging phenomenon may divided into 2 types, that is failure operation by crewa and wrong selection turbocharger by their designer.

In this research will discuss about the effect of surging on twisting moment of turbocharger shaft ABB type VTR 354 on Niigata 8MG40X engine. The used method is based on Finite Element Method. Start from determine the compressor and turbine torque, preparing the turbocharger shaft and simulation with SolidWorks.

From these research, it is found that critical area caused by surging is located on compressor seat. The biggest torque difference at engine load 50% that is -1.304 Nm with the value of maximum stress is 0.015906 Mpa. While its displacement 0.0000270028 mm and the maximum strain is 6.26693×10^{-8} mm/mm. Thus, the shaft material 17NiCrMo6-4 is considered capable of dealing with surging on the turbocharger.

Keywords : *surging, twisting moment, turbocharger shaft*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat, hidayah serta karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir dengan judul “ANALISA MOMEN PUNTIR POROS TURBOCHARGER TIPE VTR 354 AKIBAT FENOMENA SURGING” dengan baik dan tepat pada waktunya.

Tugas akhir ini membahas tentang analisa momen puntir poros *turbocharger* yang diakibatkan oleh *surging* karena pemilihan *turbocharger* yang salah. Selanjutnya, hasil dari tugas akhir ini dapat digunakan untuk menambah wawasan tentang pengaruh *surging* pada poros *turbocharger*.

Pada penulisan tugas akhir ini, tentunya tidak terlepas dari dukungan berbagai pihak baik secara langsung maupun tidak langsung. Untuk itu, penulis mengucapkan terimakasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak dan mamak selaku orang tua yang telah memberikan kasih sayang, dukungan serta doa kepada penulis.
2. Bapak Ir. Aguk Zuhdi Muhammad Fathallah, M.Eng, Ph.D dan bapak Beny Cahyono, ST, MT, Ph.D selaku dosen pembimbing yang telah membimbing, memberikan banyak ilmu, saran serta arahan selama penulisan tugas akhir.
3. Bapak Prof. Semin, ST, MT selaku dosen wali yang telah membimbing dan membantu penulis selama berkuliah di Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK ITS.
4. Bapak Ditra Ayi Kurniawan, bapak Awan, bapak Fahrudin, bapak Teguh, mas Yani, mas Andre Soetresno, bapak Baco dan bapak Suandik yang telah banyak memberikan ilmu serta data-data yang diperlukan oleh penulis.
5. Sasmita, Adi Osis, Fitri, Jangka dan mas Onggo yang telah membantu penulis dalam pembuatan model sampai simulasi FEM.
6. Suryo sebagai teman seperjuangan “*turbocharger*” yang telah memberikan banyak semangat serta masukan.
7. Oky Mahardika Firnanda yang telah memberikan banyak semangat, dukungan dan membantu penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
8. Teman-teman seperjuangan BARAKUDA’13 yang telah memberikan banyak kisah, dukungan serta menemani penulis selama berkuliah di Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK ITS.
9. Serta seluruh pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa penulisan tugas akhir ini masih jauh dari kata sempurna. Oleh karena itu, segala kritik dan saran yang bersifat konstruktif sangat diharapkan oleh penulis demi perbaikan serta kemajuan tugas akhir ini. Akhir kata, semoga laporan ini bermanfaat bagi pembaca maupun penulis.

Surabaya, 14 Juli 2017

Penulis

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
ABSTRAK	v
ABSTRACT	vii
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xv
 BAB I PENDAHULUAN	 1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	1
1.3 Batasan Masalah.....	1
1.4 Tujuan.....	1
1.5 Manfaat.....	2
 BAB II TINJAUAN PUSTAKA	 3
2.1 Komponen <i>Turbocharger</i>	3
2.1.1 <i>Compressor</i>	3
2.1.2 Poros <i>Turbocharger</i>	4
2.1.3 <i>Turbine</i>	4
2.2 <i>Surging Turbocharger</i>	5
2.3 Momen Puntir Poros.....	7
2.4 <i>Finite Element Method</i> (FEM).....	8
 BAB III METODOLOGI	 11
3.1 Studi Kasus.....	12
3.2 Studi Literatur.....	12
3.3 Identifikasi dan Perumusan Masalah.....	12
3.4 Data <i>Engine</i> dan <i>Turbocharger</i>	12
3.4.1 Data Kapal.....	12
3.4.2 Data <i>Engine</i>	13
3.4.3 Data <i>Turbocharger</i>	13
3.4.4 Material Poros <i>Turbocharger</i>	13
3.4.5 <i>Compressor Map</i> VTR 354 Hasil Retrofitting.....	14
3.5 Menghitung Nilai Torsi yang Bekerja pada Poros <i>Turbocharger</i>	15
3.6 Pemodelan <i>Turbocharger</i>	15
3.7 Simulasi.....	16
3.8 Analisa Data dan Pembahasan.....	16
3.9 Kesimpulan dan Saran.....	17
 BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	 19
4.1 Momen Puntir Poros <i>Turbocharger</i>	19
4.1.1 Perhitungan Torsi dari <i>Compressor</i>	19
4.1.2 Perhitungan Torsi dari <i>Turbine</i>	20

4.2	Pengaruh Momen Puntir Poros <i>Turbocharger</i> Terhadap Kekuatan Material	24
4.2.1	Pemodelan Poros <i>Turbocharger</i>	24
4.2.2	Penentuan Gaya-Gaya yang Bekerja pada Poros <i>Turbocharger</i>	25
4.2.3	<i>Meshing</i> Model Poros <i>Turbocharger</i>	26
4.2.4	Hasil Simulasi pada <i>Engine load</i> 50%	27
4.2.5	Hasil Simulasi pada <i>Engine load</i> 60%	29
4.2.6	Hasil Simulasi pada <i>Engine load</i> 70%	31
4.2.7	Hasil Simulasi pada <i>Engine load</i> 80%	33
4.2.8	Hasil Simulasi pada <i>Engine load</i> 90%	35
4.2.9	Hasil Simulasi pada <i>Engine load</i> 100%	37
4.3	Daerah Kritis pada Poros <i>Turbocharger</i>	39
4.3.1	<i>Stress</i> (Tegangan)	39
4.3.2	<i>Displacement</i>	39
4.3.3	<i>Strain</i> (Regangan)	40
4.3.4	<i>Factor of Safety</i>	40
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		41
5.1	Kesimpulan	41
5.2	Saran	41

DAFTAR PUSTAKA
LAMPIRAN
BIODATA PENULIS

DAFTAR GAMBAR

Gambar 4.1 Grafik untuk Menentukan Nilai Torsi Gesekan Bearing.....	21
Gambar 4.2 Hasil Pemodelan 3D Poros Turbocharger dengan SolidWorks.....	24
Gambar 4.3 Arah Rotasi Poros Turbocharger	25
Gambar 4.4 Bearing Support pada Sisi Compressor	26
Gambar 4.5 Bearing Support pada Sisi Turbine.....	26
Gambar 4.6 Meshing Poros Turbocharger	26
Gambar 4.7 Stress pada Load Engine 50%	27
Gambar 4.8 Displacement pada Load Engine 50%	28
Gambar 4.9 Strain pada Load Engine 50%	28
Gambar 4.10 Stress pada Load Engine 60%	29
Gambar 4.11 Displacement pada Load Engine 60%	30
Gambar 4.12 Strain pada Load Engine 60%	30
Gambar 4.13 Stress pada Load Engine 70%	31
Gambar 4.14 Displacement pada Load Engine 70%	32
Gambar 4.15 Strain pada Load Engine 70%	32
Gambar 4.16 Stress pada Load Engine 80%	33
Gambar 4.17 Displacement pada Load Engine 80%	34
Gambar 4.18 Strain pada Load Engine 80%	34
Gambar 4.19 Stress pada Load Engine 90%	35
Gambar 4.20 Displacement pada Load Engine 90%	36
Gambar 4.21 Strain pada Load Engine 90%	36
Gambar 4.22 Stress pada Load Engine 100%	37
Gambar 4.23 Displacement pada Load Engine 100%	38
Gambar 4.24 Strain pada Load Engine 100%	38
Gambar 4.25 Daerah Kritis dari Stress.....	39
Gambar 4.26 Daerah Kritis dari Displacement	39
Gambar 4.27 Daerah Kritis dari Strain.....	40
Gambar 4.28 Daerah Kritis dari Factor of Safety.....	40

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Spesifikasi Kapal.....	12
Tabel 3.2 Spesifikasi Engine yang Digunakan.....	13
Tabel 3.3 Spesifikasi Turbocharger Existing	13
Tabel 3.4 Spesifikasi Turbocharger Hasil Retrofitting.....	13
Tabel 3.5 Data Material Poros Turbocharger	13
Tabel 3.6 Data Performa Hasil Retrofitting	15
Tabel 3.7 Data Diameter Poros Turbocharger.....	16
Tabel 4.1 Torsi dari Compressor pada Setiap Load Engine	20
Tabel 4.2 Daya Gesekan Bearing	22
Tabel 4.3 Torsi dari Turbine pada Setiap Load Engine.....	23
Tabel 4.4 Selisih Torsi Compressor dan Turbine	24
Tabel 4.5 Pembebanan Torsi Poros Turbocharger	25

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Sebagai salah satu komponen tambahan, *turbocharger* memiliki peran utama untuk meningkatkan performa pada *engine* (Moser, 1999) dengan cara menambah massa udara sebelum dimasukkan kedalam ruang bakar. Dengan massa udara yang lebih besar, memungkinkan lebih banyak bahan bakar yang dapat dimasukkan (Challen, 1999).

Prinsip kerja *turbocharger* adalah memanfaatkan gas buang untuk menggerakkan *turbine* dari ruang bakar. Daya dari *turbine* akan ditransmisikan oleh poros menuju *compressor*, sehingga *compressor* dapat menghisap udara dari luar lebih banyak jika dibandingkan *engine* yang tidak menggunakannya.

Kejadian yang sering dialami oleh *turbocharger*, salah satunya adalah *surging*. Dimana *surging* merupakan fenomena adanya aliran balik udara menuju *compressor* (Kaushik, 2011). *Surging* sendiri ditandai dengan suara atau getaran yang berlebih pada *turbocharger*. Untuk mengurangi bunyi tersebut, biasanya *crew* kapal menurunkan daya *engine* dari normal operasinya.

Apabila fenomena *surging* seringkali dialami oleh *turbocharger*, dikhawatirkan akan berdampak pada komponen utama *turbocharger*, baik *compressor*, poros maupun *turbine*. Sebagai contoh, hasil *retrofitting engine* dengan *turbocharger* tipe VTR 354 menunjukkan hasil bahwa *operating line* pada semua *load* berada pada daerah *surging*. Penelitian ini akan berfokus pada dampak *surging* pada poros *turbocharger*.

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, maka dapat ditarik permasalahan utama dalam penelitian ini yaitu :

1. Berapakah momen puntir poros *turbocharger* yang disebabkan oleh *surging*?
2. Seberapa besar pengaruh momen puntir yang dihasilkan oleh *surging* terhadap kekuatan material poros *turbocharger*?
3. Bagaimana gambaran daerah kritis poros *turbocharger* setelah diberikan *input* berupa torsi pada sisi *compressor* dan *turbine*?

1.3 Batasan Masalah

Dari permasalahan yang telah diperoleh, untuk menyelesaikannya perlu dibuat batasan masalah. Hal ini bertujuan agar pembahasan pada skripsi ini tidak melebar dan juga terlalu luas, serta mempermudah dalam melakukan analisa. Beberapa batasan masalah pada skripsi ini yaitu :

1. Pada penelitian ini, tidak membahas getaran yang dihasilkan akibat *surging turbocharger*.
2. Tidak membahas pengaruh gaya dari *thrust bearing*.
3. Material poros *turbocharger* diasumsikan sesuai dengan material yang ada di pasaran.

1.4 Tujuan

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui besarnya momen puntir poros *turbocharger* sebagai akibat dari *surging*,
2. Mengetahui besarnya pengaruh momen puntir poros *turbocharger* yang dihasilkan oleh *surging* terhadap kekuatan material poros *turbocharger*,
3. Mengetahui gambaran daerah kritis poros *turbocharger* setelah diberikan *input* berupa torsi pada sisi *compressor* dan *turbine*.

1.5 Manfaat

Manfaat yang diharapkan dari penelitian ini adalah dapat memberikan pengetahuan tambahan mengenai dampak *surging turbocharger* serta diharapkan agar dapat bermanfaat untuk penelitian-penelitian selanjutnya berkaitan dengan *turbocharger*.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Komponen *Turbocharger*

Komponen utama dari *turbocharger* dapat dibagi menjadi 3, yaitu *compressor*, poros serta *turbine*. Berikut merupakan penjelasan mengenai ketiga komponen tersebut.

2.1.1 *Compressor*

Compressor pada turbocharger umumnya menggunakan acuan besarnya pressure ratio untuk menentukan material yang digunakan. Di pasaran, banyak turbocharger yang menggunakan aluminium alloy sebagai material dasar compressor yang memiliki pressure ratio kurang dari 4.5 sedangkan compressor dengan pressure ratio lebih dari 4.5 akan menggunakan material titanium.



Gambar 2.1 Compressor Wheel
(Sumber : <http://forcedinductions.com>)

Untuk menghitung besarnya daya *compressor*, dapat mengacu pada buku yang ditulis oleh Bernard Challen dan Rodica Baranescu edisi kedua halaman 37, sebagai berikut :

$$P_c = \dot{m}_a C_p \text{ air } T_1 \left[\pi_c^{(k-1)/k} - 1 \right] / \eta_c$$

Keterangan :

P_c : Daya *compressor* (kW)

$C_p \text{ air}$: 0.243 Btu/lbm^oR = 1.01737 kJ/kg^oK

\dot{m}_a : Laju aliran massa udara (kg/s)

T_1 : Temperatur udara masuk (K)

T_2 : Temperatur udara keluar dari *compressor* (K)

π_c : *Pressure ratio compressor*

k : 1.395, diperoleh dari perbandingan panas spesifik udara pada tekanan konstan ($C_p \text{ air}$) dengan panas spesifik udara pada volume konstan ($C_v \text{ air}$)

η_c : Efisiensi *compressor*

2.1.2 Poros *Turbocharger*

Merupakan poros yang menghubungkan antara *compressor wheel* dengan *turbine blade*. Desain dari poros *turbocharger* biasanya mengacu pada dimensi dari *turbocharger* itu sendiri. Untuk dimensi *turbocharger* kecil, kebanyakan poros dibuat *fixed* menyatu dengan *turbine blade*. Sedangkan untuk dimensi yang lebih besar, poros dibuat secara terpisah.



Gambar 2.2 Contoh poros turbocharger yang bersatu dengan turbine wheel
(Sumber : <http://cellspore.com.sg>)

2.1.3 Turbine

Tipe *turbine* yang biasa digunakan ada dua, yaitu *radial* dan *axial turbine*. Pertama, *radial turbine* yang biasa digunakan pada *engine* dengan kisaran daya 5000 kW – 4900 kW. Dan yang kedua adalah tipe *axial turbine*, digunakan untuk *engine* dengan kecepatan rendah sampai medium. Tipe ini dapat memberikan efisiensi yang baik untuk menyuplai daya pada *compressor* dengan kondisi *low pressure ratio* (Andre Soetresno, 2015).



Gambar 2.3 Axial Turbine
(Sumber : Marine Turbo)

Rumus yang digunakan untuk mencari besarnya usaha *turbine* menurut buku yang ditulis oleh Bernard Challen dan Rodica Baranescu edisi kedua halaman 37 adalah sebagai berikut :

$$P_t = \dot{m}g C_p \text{ gas } T_3 \left[1 - \pi t^{(k'-1)/k'} \right] \eta_t$$

Keterangan :

P_t : Daya *turbine* (kW)

$C_p \text{ gas}$: 0.284 Btu/lbm $^{\circ}$ R = 1.189031 kJ/kg $^{\circ}$ K

\dot{m}_g : Laju aliran massa gas (kg/s)

T_3 : Temperatur gas masuk (K)

T_4 : Temperatur udara keluar dari *turbine* (K)

π_t : *Pressure ratio turbine*

$k' \text{ gas}$: 1.325, diperoleh dari perbandingan panas spesifik gas buang pada tekanan konstan ($C_p \text{ gas}$) dengan panas spesifik gas buang pada volume konstan ($C_v \text{ gas}$)

η_t : Efisiensi *turbine*

Namun mengingat *losses* gesekan yang terjadi pada sistem *bearing* berdasarkan buku yang ditulis oleh Hung Nguyen-Schäfer halaman 25 yang menyatakan bahwa daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan *compressor* berasal dari daya *turbine* dikalikan dengan efisiensi mekanik.

$$P_c = \eta_m \times P_t$$

Keterangan :

η_m : Efisiensi mekanik dari poros *turbocharger*

2.2 *Surging Turbocharger*

Merupakan suatu fenomena yang terjadi ketika tekanan udara setelah melewati *compressor wheel* lebih tinggi dibandingkan dengan tekanan didalam *compressor*. Hal ini menyebabkan munculnya tekanan balik terhadap *compressor wheel* (Raunekk, 2009).

Dengan kata lain, jika udara yang disuplai oleh *turbcharger* tidak memiliki tekanan yang cukup, maka tekanan udara didalam *intercooler* yang lebih tinggi akan mendorong udara kearah *compressor*. Dorongan tersebut yang menyebabkan *turbocharger* berhenti sejenak pada saat pengoperasiannya dan seakan-akan terhentak (Ditra Ayi Kurniawan, 2010). Setelah itu, *compressor* akan kembali berputar diluar putaran normal, sehingga hal ini menimbulkan bunyi serta getaran yang berlebihan.

Fenomena *surging* dapat digolongkan menjadi 2 berdasarkan penyebab utama terjadinya. Pertama adalah *surging* yang disebabkan oleh kesalahan pengoperasian oleh *crew* kapal, sebagai contoh pada saat kapal akan masuk ke pelabuhan, yang mulanya kapal berlayar dengan daya pada kecepatan tertentu, tiba-tiba daya tersebut langsung diturunkan secara mendadak dengan selisih penurunan daya yang sangat drastis. Hal ini dapat langsung menimbulkan bunyi dan getaran yang keras pada *turbocharger*. Selain itu, faktor lain yang mempengaruhi *surging* antara lain :

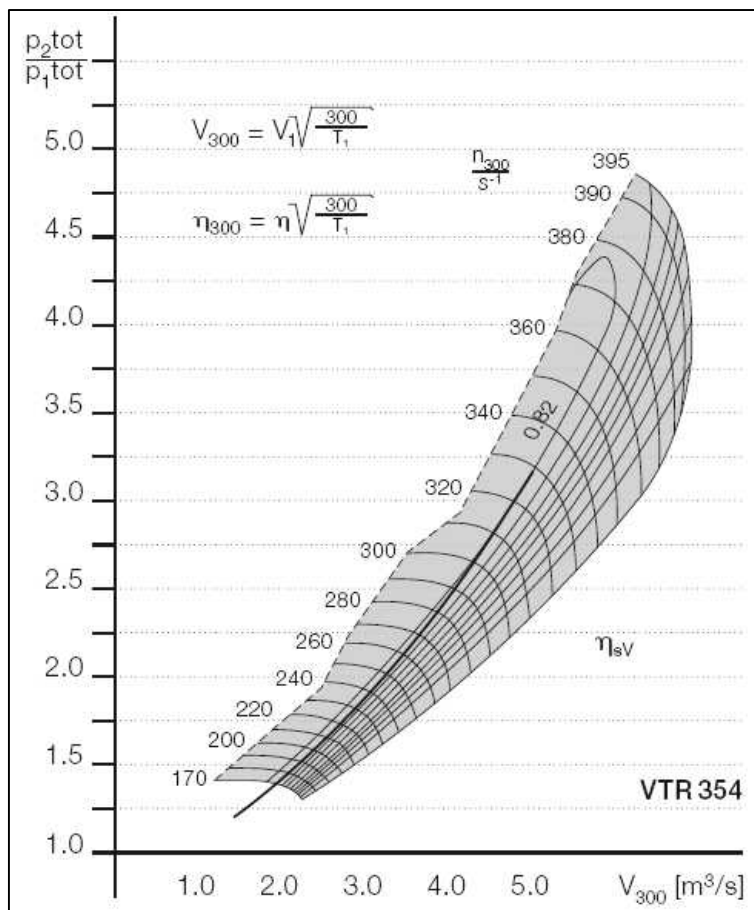
- *Filter* yang kotor pada sisi *silencer*
- Meningkatnya aliran balik setelah melewati *turbine*
- *Intercooler* yang kotor
- Temperatur air pendingin yang terlalu tinggi
- Lambung kapal mulai kotor, sehingga menyebabkan *main engine* harus beroperasi pada torsi penuh, dan lainnya (Turbo Magazine, 1995).

Penyebab yang kedua adalah kesalahan desainer dalam pemilihan *turbocharger* untuk suatu *engine* dimana sebenarnya hal ini sangat terjadi di lapangan. Hanya sebagai

contoh, *retrofitting* yang dilakukan oleh Soetresno (2015) antara *engine* Niigata 8MG40X dengan 3 tipe *turbocharger* yaitu tipe VTR 401 (*existing turbocharger*), VTR 321 dan VTR 354. Diantara ketiga *turbocharger* tersebut, terdapat 1 *turbocharger* yang memiliki hasil *surging* yaitu VTR 354. Dikatakan *surging* karena *operating line* yang dihasilkan berada di daerah *surging* (dapat dilihat pada *compressor map* Bab III).

Pada setiap *turbocharger* yang ada di pasaran, hampir semuanya dilengkapi dengan *compressor map* dari *turbocharger* tersebut. *Compressor map* berfungsi untuk mengetahui performa *compressor* pada kondisi tertentu. Selain itu, di *compressor map* juga menjelaskan batasan operasi dari *turbocharger* itu sendiri.

Terdapat 2 sumbu utama pada *compressor map*, pertama sumbu absis menunjukkan *flow rate* (V) dari udara yang dihisap oleh *compressor*, sedangkan sumbu ordinat menunjukkan *pressure ratio compressor* yang merupakan perbandingan antara tekanan udara yang dihasilkan oleh *compressor* dengan tekanan udara sekitar (temperatur *engine room* jika digunakan di kapal). Berikut merupakan contoh *compressor map* milik VTR 354 :



Gambar 2.4 Compressor Map Turbocharger VTR 354
(Sumber : Turbo Magazine, 1995)

Seperti pada *compressor map* diatas, dapat dilihat bahwa grafik terdiri dari putaran *turbocharger* yang diwakili garis melengkung kebawah, lalu terdapat nilai efisiensi yang membentuk area serta garis yang terletak pada sebelah kiri grafik disebut dengan *surge limit* atau *surge line*, yang menunjukkan bahwa *operating point* dari *turbocharger* tidak boleh berada pada sebelah kiri dari *surge line*.

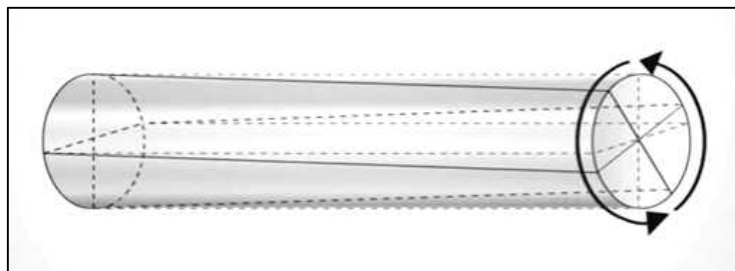
Pada kasus *retrofitting* yang dilakukan oleh Soetresno (2015) antara *engine* Niigata 8MG40X dengan *turbocharger* ABB tipe VTR 354 mengalami *surging*. Berbeda dengan *existing turbocharger* yang sebelumnya terpasang yaitu VTR 401 dengan *pressure ratio* 2.6 bar, *turbocharger* ini memiliki *pressure ratio* yang lebih besar. Berikut merupakan beberapa faktor yang mempengaruhi ketidakcocokan tersebut sehingga menyebabkan *surging* :

- Jika *pressure ratio* VTR 354 lebih tinggi dari VTR 401, dapat menyebabkan tekanan udara berlebih didalam sistem sehingga secara langsung juga berpengaruh pada katup *intake*. Tekanan yang berlebih tersebut akan membatasi pergerakan katup *intake* dan udara yang masuk kedalam silinder akan berkurang.
- Misalkan pemilik kapal tetap menginginkan untuk menggunakan *turbocharger* VTR 354, maka yang perlu dilakukan adalah memperlebar saluran udara serta mengatur ulang katup *intake* pada setiap silinder.
- Perlunya melakukan pengecekan terhadap katup *intake* sebelum melakukan pemasangan *turbocharger* pada *engine* karena salah satu penyebab *surging* adalah adanya gas yang lolos dari kompresi.

2.3 Momen Puntir Poros

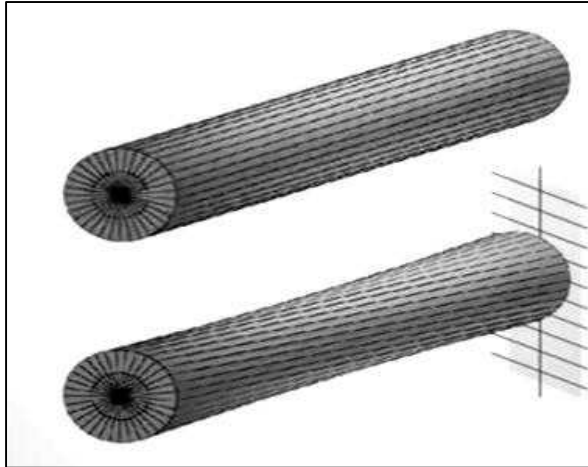
Momen merupakan

Momen puntir atau beban puntir yang dialami oleh poros, dapat terjadi karena perbedaan gaya pada masing-masing ujung. Selain itu puntiran juga dihasilkan dari pemberian gaya pada salah satu ujung sehingga sisi tersebut berputar berlawanan dari arah putaran ujung poros lainnya.



Gambar 2.5 Ilustrasi Puntiran pada Poros
(Sumber : <http://youtube.com>)

Jika pada kedua ujung suatu poros memiliki gaya serta putaran yang sama, maka dapat dikatakan bahwa poros tersebut tidak terjadi puntiran. Kalaupun terjadi, selisihnya hanya terpaut kecil. Namun jika salah satu ujung poros diberikan gaya sedangkan ujung lainnya ditahan, maka akan menyebabkan puntiran juga.



Gambar 2.6 Perbedaan Antara Poros yang Tidak Terjadi Puntiran dan Poros yang Mendapat Puntiran
(Sumber : <http://youtube.com>)

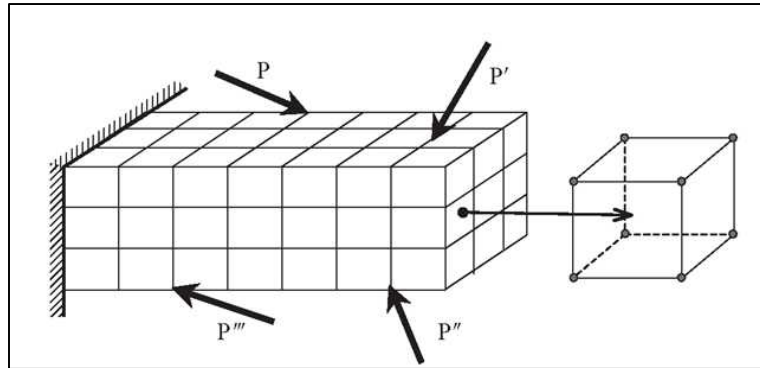
Dampak dari puntiran dapat berakibat buruk pada poros, apalagi ditambah frekuensi terjadinya puntiran pada poros tersebut sangat sering. Sebagai contoh, puntiran yang terjadi dapat menimbulkan pemutar-balikan arah putaran pada salah satu ujung. Selain itu juga dapat mengurangi daya yang dihasilkan. Jika perbedaan gayanya semakin besar, maka dapat mengakibatkan kerusakan fisik hingga putusya poros.

Kerusakan pada poros *turbocharger* yang pernah dikaji, salah satunya oleh Merizal (2010) dalam tesisnya tentang analisa kegagalan patahnya poros *turbocharger* pada *engine* Caterpillar menunjukkan bahwa tipe patahan yang terjadi adalah *rotating bending fatigue*. Pembebanan torsi yang tidak merata mengakibatkan material poros tidak dapat menerima beban lebih, sehingga poros tersebut patah.

Mengingat poros *turbocharger* juga berpotensi mengalami puntiran, maka hal ini tidak dapat diabaikan. Karena pada beberapa kasus di lapangan, terdapat beberapa poros *turbocharger* yang patah. Patahan tersebut disebabkan oleh banyak faktor, seperti pelumasan *bearing* yang tersendat atau mungkin disalah satu sisi *turbocharger* terdapat benda asing yang masuk sehingga mengakibatkan kerusakan pada sudu-sudu *compressor* maupun *turbine* serta juga dapat berpengaruh pada puntiran poros. Selain itu, fenomena *surging* juga secara tidak langsung berpengaruh pada munculnya puntiran pada poros *turbocharger*, walaupun kebenarannya dapat mematahkan poros masih belum terbukti.

2.4 Finite Element Method (FEM)

FEM merupakan singkatan dari *Finite Element Method* atau dalam bahasa Indonesia disebut dengan Metode Elemen Hingga. Untuk menyelesaikan suatu masalah, FEM membagi suatu permodelan obyek menjadi bagian-bagian kecil dengan jumlah tertentu yang terhingga. Titik (P) yang membagi obyek disebut dengan *node*. Sedangkan bidang yang telah terbagi, dianalisa masing-masing bagian dengan *formula* metode numerik dan hasilnya akan digabungkan kembali.



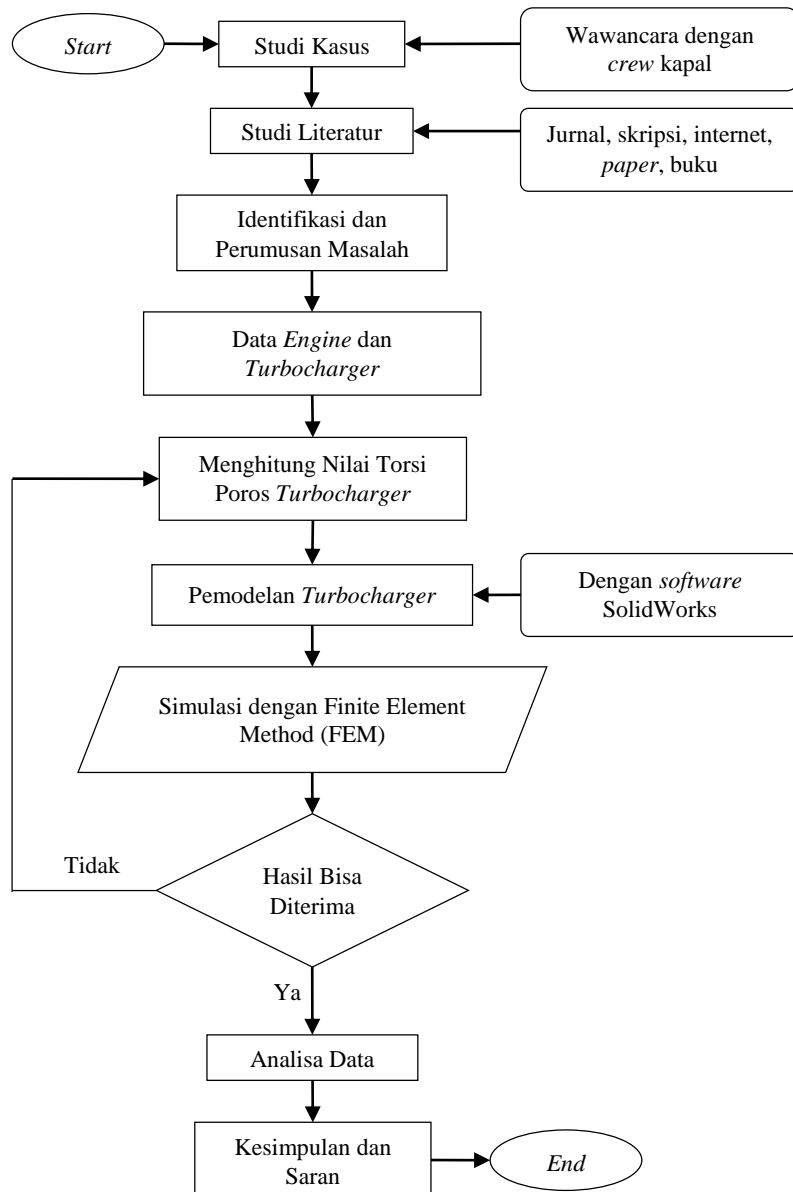
Gambar 2.7 Ilustrasi Pembagian Obyek pada FEM
(Sumber : <http://what-when-how.com>)

Penggunaan FEM pada umumnya adalah untuk bidang *engineering* seperti *mechanical*, *civil*, *automotive*. Selain itu dapat juga digunakan untuk *fluid flow*, *heat transfer*, *electromagnetic fields* dan lainnya. Dalam kasus poros *turbocharger* akibat fenomena *surging*, diperlukan FEM untuk mengetahui besarnya tegangan, regangan dan nilai *displacement* atau perpindahan obyek serta daerah kritisnya.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI

Untuk menyelesaikan permasalahan-permasalahan dalam penelitian ini, perlu dibuat metodologi penelitian yang merupakan kerangka dasar dari tahapan-tahapan penyelesaian skripsi. *Flow chart* dapat dilihat pada gambar 3.1 berikut ini.



Gambar 3.1 Diagram Flow Chart Metodologi

3.1 Studi Kasus

Studi kasus dilakukan untuk memperoleh permasalahan-permasalahan yang biasa terjadi di lapangan. Selanjutnya permasalahan tersebut dapat diangkat sebagai bahan penelitian. Pada tahap ini dilakukan wawancara pada beberapa *crew* kapal serta teknisi *marine diesel*. Permasalahan paling fatal menyangkut *turbocharger* yang pernah mereka hadapi adalah patahnya poros *turbocharger*. Meskipun bukan merupakan penyebab utama patahnya poros *turbocharger* mereka, namun sebagian besar mengaku bahwa *turbochargernya* sering mengalami *surging*.

3.2 Studi Literatur

Setelah mendapatkan permasalahan, selanjutnya adalah studi literatur yang dilakukan untuk mempelajari teori-teori yang berkaitan dengan dasar permasalahan penelitian tersebut seperti dasar teori mengenai *turbocharger*, penyebab terjadinya *surging* maupun dampak dari fenomena *surging* itu sendiri dan juga data yang dapat diolah. Studi literatur dapat dilakukan dari beberapa referensi yang terdapat pada jurnal, skripsi, internet serta buku penunjang lainnya.

3.3 Identifikasi dan Perumusan Masalah

Tahapan ini dilakukan untuk mengetahui fokus penelitian dari permasalahan yang diperoleh. Terdapat beberapa dampak yang ditimbulkan oleh *surging*, namun dalam penelitian ini akan membahas tentang salah satu dampak *surging* yaitu terhadap momen puntir poros *turbocharger*.

3.4 Data *Engine* dan *Turbocharger*

Jika fokus penelitian telah ditetapkan, maka tahap selanjutnya adalah mengumpulkan data *engine* serta *turbocharger* yang digunakan pada kapal KM. Kirana II, dimana data diperoleh dari hasil salah satu *retrofitting* yang dilakukan Soetresno (2015). Selanjutnya data tersebut akan digunakan sebagai acuan utama dalam penelitian ini. Data yang diperlukan antara lain hasil data *turbocharger* yang mengalami *surging*, data performa *engine* serta data *turbocharger* yang berkaitan.

3.4.1 Data Kapal

Berikut merupakan data spesifikasi kapal yang digunakan :

Tabel 3.1 Spesifikasi Kapal

Nama Kapal	Kirana II
Jenis Kapal	Ferry Ro-Ro
Panjang (Loa)	109 meter
Panjang (Lpp)	100 meter
Lebar (B)	17.4 meter
Tinggi (H)	6.26 meter
Sarat Air (T)	4.15 meter
Klasifikasi	BKI
<i>Flag State</i>	Indonesia
Tempat Pembuatan	Narasaki Shipbuilding, Japan
Tahun Pembuatan	1989

3.4.2 Data Engine

Adapun data spesifikasi *engine* secara umum :

Tabel 3.2 Spesifikasi Engine yang Digunakan

Merk	Niigata
Tipe	8MG40X
Jumlah Silinder	8 silinder
<i>Bore</i>	400 mm
<i>Stroke</i>	520 mm
<i>Maximum Power</i>	2600 HP
<i>Maximum Speed</i>	340 rpm

3.4.3 Data Turbocharger

Mengacu pada skripsi Soetresno (2015), terdapat *turbocharger existing* yang masih terpasang pada *engine* Niigata 8MG40X, berikut spesifikasinya :

Tabel 3.3 Spesifikasi Turbocharger Existing

Merk	ABB
Tipe	VTR 401
Spesifikasi	GB6NT29, 6-IVMA211 W14Z3
<i>Speed</i>	18000 rpm
<i>Pressure Ratio</i>	2.6 bar

Sedangkan pada penelitian ini hanya menggunakan salah satu hasil *retrofitting* yang menunjukkan *turbocharger* tersebut jika digunakan akan mengalami *surgin*. Berikut spesifikasi *turbocharger* tersebut :

Tabel 3.4 Spesifikasi Turbocharger Hasil Retrofitting

Merk	ABB
Tipe	VTR 354
Spesifikasi	GB6NT29, 6-IVMA211 W14Z3
<i>Speed</i>	18900 rpm
<i>Pressure Ratio</i>	3 bar

3.4.4 Material Poros Turbocharger

Berikut merupakan data material poros *turbocharger* mengacu pada daftar material yang ada di SolidWorks :

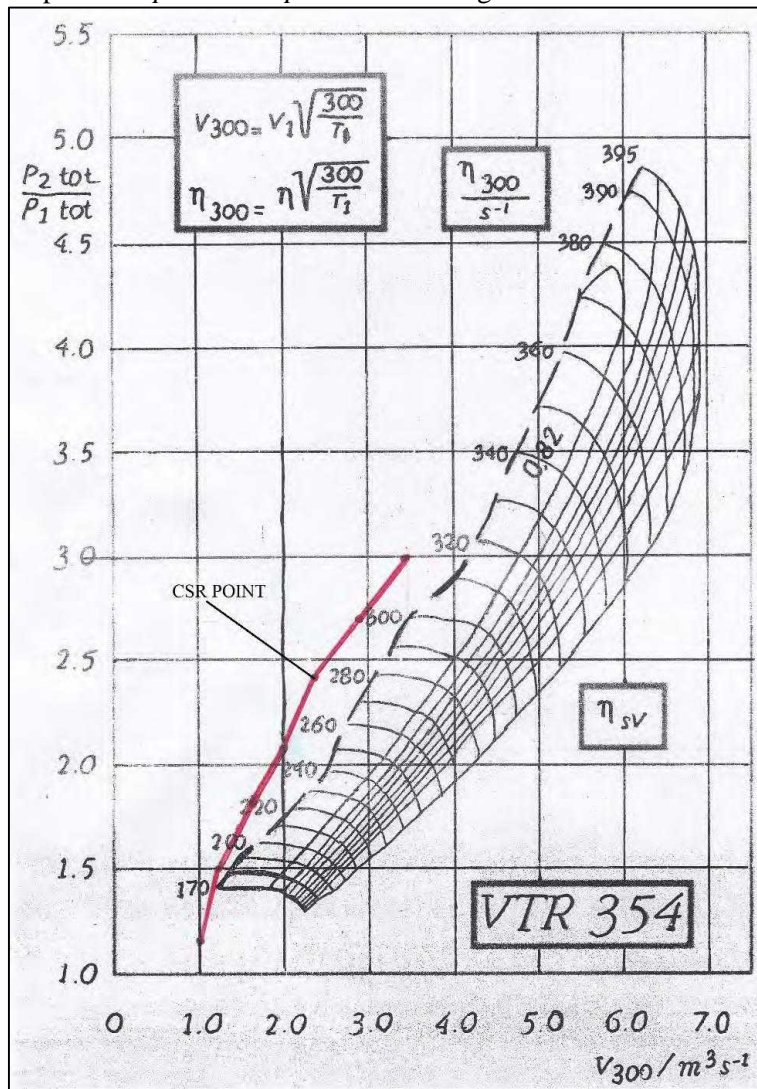
Tabel 3.5 Data Material Poros Turbocharger

Material yang dipilih	17NiCrMo6-4
<i>Elastic Modulus</i>	210 Gpa
Poisson's Ratio	0.28
<i>Shear Modulus</i>	79 Gpa

Mass Density	7800 kg/m ³
Tensile Strength	1000.83 Mpa
Yield Strength	295.59 Mpa
Thermal Expansion Coefficient	0.000011 /K
Thermal Conductivity	14 W/(m°K)
Specific Heat	440 J/(kg°K)

3.4.5 Compressor Map VTR 354 Hasil Retrofitting

Mengutip hasil dari perhitungan *retrofitting engine* Niigata 8MG40X dengan *turbocharger* tipe VTR 354 yang dilakukan oleh Soetresno (2015), diperoleh hasil *operating line* pada *compressor map* VTR 354 sebagai berikut :



Gambar 3.2 Operating Line VTR 354
(Sumber : Thesis SI Andre Soetresno, ITS)

Tabel 3.6 Data Performa Hasil Retrofitting

No.	Load (%)	π_c	T1 (K)	T2 (K)	\dot{m}_a	n (Rps)	n (Rpm)
1	10	0.3	318	193.6975	0.006163	-	-
2	20	0.6	318	257.6782	0.020379	-	-
3	30	0.9	318	304.499	0.042862	-	-
4	40	1.2	318	342.7924	0.072605	-	-
5	50	1.5	318	375.7814	0.116639	184	11040
6	60	1.8	318	405.0786	0.174698	230	13800
7	70	2.1	318	431.6241	0.246994	257	15420
8	80	2.4	318	456.0208	0.336741	285	17100
9	90	2.7	318	478.6824	0.453785	299	17940
10	100	3	318	499.9065	0.595216	316	18960

Keterangan :

Load : Pembebanan *engine* (%)

π_c : Rasio kompresi *compressor*

T1 : Temperatur udara lingkungan (K)

T2 : Temperatur udara keluar dari *compressor* (K)

n : Putaran *turbocharger* (Rps)

\dot{m}_a : Laju aliran massa udara (kg/s)

BHP : *Brake horse power* (HP)

IHP : *Indicated horse power* (HP)

3.5 Menghitung Nilai Torsi yang Bekerja pada Poros *Turbocharger*

Setelah data diperoleh, kemudian menghitung nilai torsi pada sisi *compressor* maupun sisi *turbine*. Perhitungan tersebut didasarkan pada buku *Diesel Engine Reference* sub bab *turbocharging*.

3.6 Pemodelan *Turbocharger*

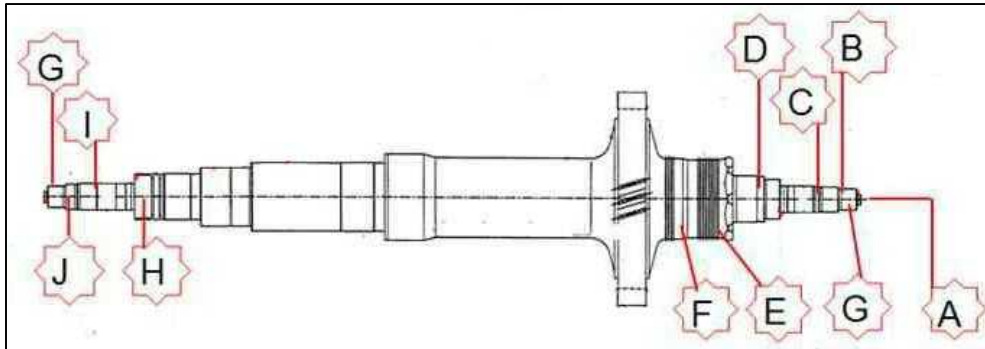
Untuk menyelesaikan penelitian ini, perlu dilakukan pemodelan *turbocharger* dengan komponen utama yaitu poros *turbocharger*. Namun sebelumnya harus dipastikan dimensi poros *turbocharger* yang digunakan telah didapatkan. Pemodelan poros tersebut dilakukan dengan bantuan *software* SolidWorks. Berikut merupakan data dimensi poros *turbocharger* tipe VTR 354 :

Tipe *turbocharger* : ABB VTR 354

Panjang poros keseluruhan : 1079 mm

Material poros : Nickel Alloy Steel

Pada saat simulasi menggunakan SolidWorks, diambil material 17NiCrMo6, dimana material tersebut seringkali digunakan sebagai bahan material poros untuk permesinan.



Gambar 3.3 Dimensi Poros Turbocharger ABB VTR 354
(Sumber : Ditra Ayi Kurniawan, ABB)

Tabel 3.7 Data Diameter Poros Turbocharger

Code	Part	Diameter (mm)
A	Pump Spigot	-
B	Centrifuge Seat Turbine Side	31.006
C1	Bearing Journal Turbine Side 1	31.837
C2	Bearing Journal Turbine Side 2	32.037
C3	Bearing Journal Turbine Side 3	32.237
D	Sealing Bush Turbine Side	55.50
E	Sealing Strip 1	99.40
F	Sealing Strip 2	102.40
G	Shaft End Tread Turbine/Compressor Side	-
H	Sealing Bush Compressor Side	79.45
I1	Bearing Journal Compressor Side 1	31.837
I2	Bearing Journal Compressor Side 2	32.037
I3	Bearing Journal Compressor Side 3	32.237
J	Centrifuge Seat Compressor Side	31.006

3.7 Simulasi

Jika kalkulasi serta pemodelan telah selesai, maka tahapan selanjutnya adalah melakukan simulasi dengan *Finite Element Method* (FEM) tepatnya menggunakan *software* SolidWorks untuk mengetahui seberapa besar fenomena *surging* pada poros *turbocharger*. Simulasi dilakukan dengan memasukkan nilai-nilai torsi yang telah dihitung sebelumnya.

3.8 Analisa Data dan Pembahasan

Setelah tahap pengujian model selesai, maka hasil yang didapatkan berupa data. Dari data tersebut perlu adanya analisa dan pembahasan untuk memberikan pemahaman yang lebih komprehensif. Dengan tujuan untuk membantu proses pengambilan keputusan agar dapat menjawab permasalahan awal sesuai dengan tujuan penelitian ini.

3.9 Kesimpulan dan Saran

Tahapan ini berisi kesimpulan dan saran sebagai jawaban dari permasalahan awal dalam penelitian ini. Kesimpulan didapatkan dari hasil analisa data yang dihubungkan dengan teori-teori sebelumnya. Selain itu, kesimpulan juga merupakan hasil akhir dari penelitian yang dilakukan.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini membahas tentang pengaruh *surging* terhadap momen puntir poros *turbocharger* ABB tipe VTR 354 serta menentukan daerah-daerah kritis pada poros tersebut. Untuk mengetahui momen puntir poros, terlebih dahulu menghitung besarnya torsi yang bekerja pada *compressor wheel* serta *turbine wheel*. Selanjutnya menerapkan *Finite Element Method* (FEM) dengan pemodelan poros *turbocharger* untuk mengetahui daerah kritis pada poros tersebut.

4.1 Momen Puntir Poros *Turbocharger*

4.1.1 Perhitungan Torsi dari *Compressor*

Untuk menghitung torsi yang bekerja pada poros *turbocharger* dari sisi *compressor*, mengacu pada *Diesel Engine Reference Book* yang ditulis oleh Bernard Challen dan Rodica Baranescu edisi kedua. Contoh perhitungan berikut ini menggunakan data *engine load* 100%.

4.1.1.1 Perhitungan Efisiensi *Compressor*

$$\eta_c = \frac{\pi_c^{(k-1)/k} - 1}{T_2/T_1 - 1}$$

$$\eta_c = \frac{3^{(1.395-1)/1.395} - 1}{499.9065/318 - 1}$$

$$\eta_c = 0.63789$$

Keterangan :

η_c : Efisiensi *compressor*
 T_1 : Temperatur udara didalam kamar mesin
 T_2 : Temperatur udara keluar dari *turbocharger*
 π_c : *Pressure ratio compressor*
 k air : 1.395

4.1.1.2 Perhitungan Daya *Compressor*

$$-P_c = \frac{\dot{m} a C_p T_1 (\pi_c^{(k-1)/k} - 1)}{\eta_c}$$

$$-P_c = \frac{0.595216 \times 1.01737 \times 318 (3^{(1.395-1)/1.395} - 1)}{0.63789}$$

$$P_c = -110.1544 \text{ kW}$$

Keterangan :

P_c : Daya *compressor* (kW)
 C_p air : 0.243 Btu/lbm°R = 1.01737 kJ/kg°K

T_1 : Temperatur udara didalam kamar mesin

π_c : *Pressure ratio compressor*

k_{air} : 1.395

η_c : Efisiensi *compressor*

4.1.1.3 Perhitungan Torsi *Compressor*

Setelah mengetahui besarnya daya *compressor*, maka torsi dapat dicari dengan menggunakan rumus berikut :

$$P_c = 2\pi \times n \times \tau_c$$

$$\tau_c = \frac{P_c}{2\pi \times n}$$

$$\tau_c = \frac{-110.1544}{2\pi \times 18960}$$

$$\tau_c = -55.51 \text{ Nm (tanda - menandakan adanya perubahan arah rotasi poros)}$$

Keterangan :

T : Torsi (Nm)

n : Putaran *turbocharger* per *second* (Rps)

P_c : Daya *compressor* (kW)

Tabel 4.1 Torsi dari *Compressor* pada Setiap Load Engine

No.	Load (%)	π_c	η_c	m_a	P_c	n	τ_c
1	10	0.3	0.73903	0.006163	0.7794	-	-
2	20	0.6	0.70993	0.020379	1.2507	-	-
3	30	0.9	0.69231	0.042862	0.5887	-	-
4	40	1.2	0.67956	0.072605	-1.8313	-	-
5	50	1.5	0.66955	0.116639	-6.8566	11040	-5.93
6	60	1.8	0.66130	0.174698	-15.4767	13800	-10.71
7	70	2.1	0.65428	0.246994	-28.5520	15420	-17.69
8	80	2.4	0.64817	0.336741	-47.2846	17100	-26.42
9	90	2.7	0.64275	0.453785	-74.1818	17940	-39.51
10	100	3	0.63789	0.595216	-110.1544	18960	-55.51

4.1.2 Perhitungan Torsi dari *Turbine*

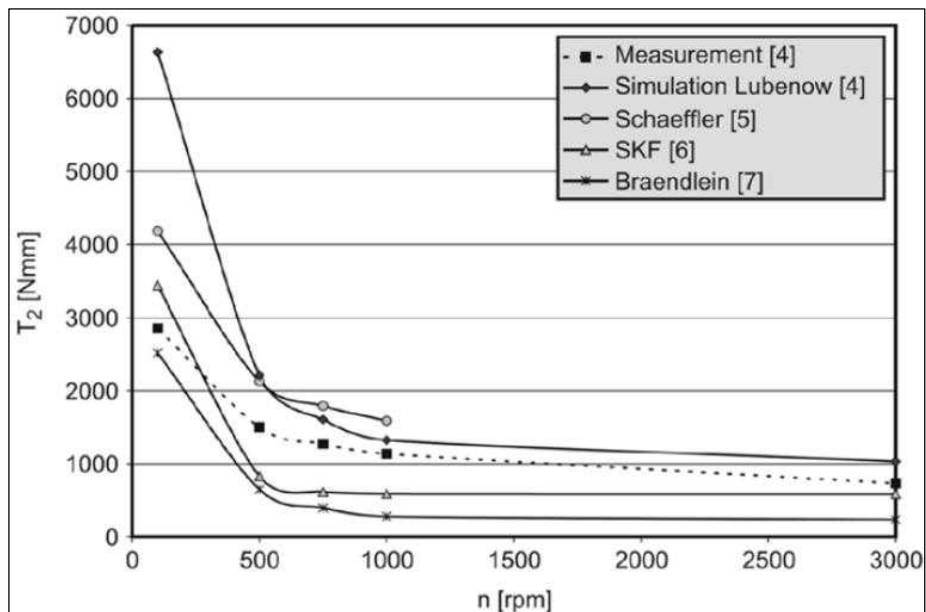
Dikarenakan terbanyak beberapa data yang tidak diketahui, sehingga untuk menghitung daya *turbine* mengacu pada buku *Rotordynamics of Automotive Turbochargers* sub bab 2 halaman 25, yang menyatakan bahwa daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan *compressor* mengingat *losses* gesekan yang terjadi pada sistem *bearing*, maka nilai daya *turbine* adalah nilai daya *compressor* dibagi dengan efisiensi mekanik.

4.1.2.1 Perhitungan Efisiensi Mekanik

Pada *turbocharger* juga terdapat *losses* yang disebabkan oleh gesekan *bearing*. Untuk menghitung daya *turbine*, diperlukan nilai efisiensi mekanik terlebih dahulu yang mengacu pada buku *Rotordynamic of Automotive Turbochargers* sub bab 2, yaitu :

$$\eta_m = 1 - \frac{P_{fb}}{P_t}$$

Nilai daya gesekan *bearing* diperoleh dari asumsi pembacaan grafik dari *paper* yang ditulis oleh Simon Söndgen dan Wolfgang Predki berikut ini :



Gambar 4.1 Grafik untuk Menentukan Nilai Torsi Gesekan Bearing
(Sumber : Paper Power Loss and Axial Load Carrying of Radial Cylindrical Roller Bearings)

Pembacaan grafik mengikuti *trend line measurement*. Sebagai contoh pada *engine load* 100%, putaran *turbocharger* sebesar 18960 rpm, maka dapat dilihat bahwa nilai torsi gesekannya sebesar 1170 Nmm.

Sedangkan untuk mengetahui nilai daya gesekan *bearing*, menggunakan rumus sebagai berikut :

$$P_{fb} = 1.05 \times 10^{-4} \times \tau_{fb} \times n$$

$$P_{fb} = 1.05 \times 10^{-4} \times 1170 \times 18960$$

$$P_{fb} = 2289.42 \text{ Watt}$$

Keterangan :

Pfb : *Friction bearing power* / daya gesekan oleh *bearing* (Watt)

Tfb : Torsi gesekan (Nmm)

n : Putaran *turbocharger* (Rpm)

Tabel 4.2 Daya Gesekan Bearing

No.	n (Rpm)	<i>Friction Torque</i> τ_{fb} (Nmm)	Pfb (W)	Pfb (kW)
1	-	-	-	-
2	-	-	-	-
3	-	-	-	-
4	-	-	-	-
5	11040	1310	1506.96	1.507
6	13800	1280	1811.25	1.811
7	15420	1220	1991.493	1.991
8	17100	1195	2172.555	2.173
9	17940	1190	2260.44	2.260
10	18960	1170	2289.42	2.289

Lalu nilai daya gesekan *bearing* tersebut disubstitusikan pada persamaan efisiensi mekanik, sehingga diperoleh :

$$\eta_m = 1 - \frac{2.289}{P_t} = \frac{P_t - 2.289}{P_t}$$

Keterangan :

η_m : Efisiensi mekanik

Pfb : Daya dari gesekan *bearing* (kW)

Pt : Daya *turbine* (kW)

4.1.2.2 Perhitungan Daya *Turbine*

Berikut merupakan rumus untuk menghitung daya *turbine* dikutip dari buku *Rotordynamic of Automotive Turbochargers* :

$$P_c = \eta_m \times P_t$$

Dari persamaan diatas, nilai efisiensi mekanik disubstitusi oleh persamaan pada poin 4.1.2.1 sehingga menjadi

$$P_c = \frac{P_t - 2.289}{P_t} \times P_t$$

$$P_t = P_c + 2.289 \text{ (kW)}$$

$$P_t = -110.1544 + 2.289 = -107.856 \text{ kW}$$

Keterangan :

Pt : Daya *turbine* (kW)

Pc : Daya *compressor* (kW)

η_m : Efisiensi mekanik

4.1.2.3 Perhitungan Torsi *Turbine*

Setelah mengetahui besarnya daya *turbine*, maka torsi dapat dicari dengan menggunakan rumus berikut :

$$\tau_t = \frac{P_t}{2\pi \times n}$$

$$\tau_t = \frac{-109.9544}{2\pi \times 18960}$$

$$\tau_t = -54.353 \text{ Nm (tanda - menandakan adanya perubahan arah rotasi poros)}$$

Keterangan :

T : Torsi (Nm)

n : Putaran *turbocharger* per *second* (Rpm)

Pt : Daya *turbine* (kW)

Tabel 4.3 Torsi dari Turbine pada Setiap Load Engine

No.	Load (%)	Hm	Pc	Pt	n	τ_t
1	10	0.80	0.7793831	0.9794	-	-
2	20	0.80	1.2506509	1.4507	-	-
3	30	0.80	0.5887315	0.7887	-	-
4	40	0.80	-1.831319	-1.6313	-	-
5	50	0.80004	-6.856631	-6.6566	11040	-4.630
6	60	0.80003	-15.4767	-15.2767	13800	-9.461
7	70	0.79999	-28.55195	-28.3520	15420	-16.456
8	80	0.80001	-47.28457	-47.0846	17100	-25.205
9	90	0.79999	-74.1818	-73.9818	17940	-38.302
10	100	0.79999	-110.1544	-109.9544	18960	-54.353

4.1.2.4 Selisih Torsi *Compressor* dan *Turbine*

Setelah mengetahui torsi pada sisi *compressor* dan *turbine* untuk masing-masing *engine load*, selanjutnya dihitung selisih antara keduanya. Selisih torsi yang terbesar akan digunakan sebagai data masukan untuk simulasi karena dianggap hal tersebut dapat berpengaruh lebih besar dari torsi lainnya. Sehingga diperoleh selisih torsi terbesar yaitu -1.304 Nm pada 50% *engine load*. Sedangkan untuk simulasi kedua diambil yang memiliki torsi terbesar yaitu pada *engine load* 100% dengan τ_c -55.51 Nm dan τ_t -54.353 Nm.

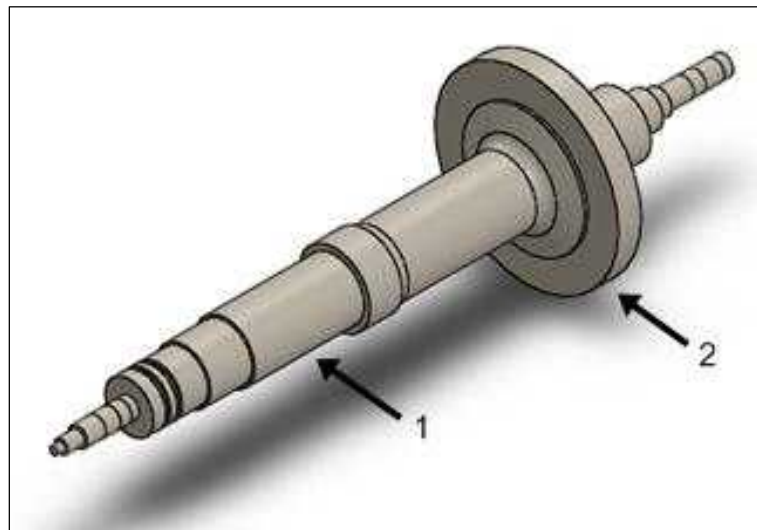
Tabel 4.4 Selisih Torsi Compressor dan Turbine

No.	Load (%)	τ_c	τ_t	$\Delta\tau$
1	10	-	-	-
2	20	-	-	-
3	30	-	-	-
4	40	-	-	-
5	50	-5.93	-4.630	-1.304
6	60	-10.71	-9.461	-1.254
7	70	-17.69	-16.456	-1.234
8	80	-26.42	-25.205	-1.214
9	90	-39.51	-38.302	-1.204
10	100	-55.51	-54.353	-1.154

4.2 Pengaruh Momen Puntir Poros *Turbocharger* Terhadap Kekuatan Material

4.2.1 Pemodelan Poros *Turbocharger*

Pembuatan model poros *turbocharger* ABB tipe VTR 354 menggunakan bantuan *Finite Element Method* (FEM). Dimensi poros tersebut dapat dilihat pada bab 3. Berikut merupakan hasil pemodelannya.



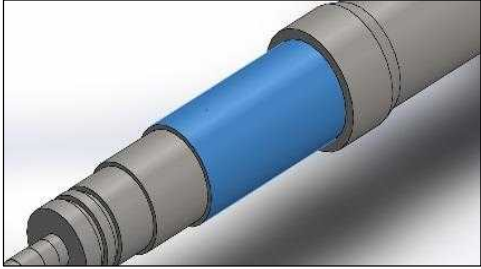
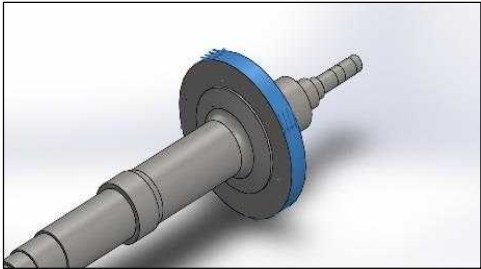
Gambar 4.2 Hasil Pemodelan 3D Poros *Turbocharger* dengan SolidWorks

Keterangan : 1) Compressor seat; 2) Turbine seat

4.2.2 Penentuan Gaya-Gaya yang Bekerja pada Poros Turbocharger

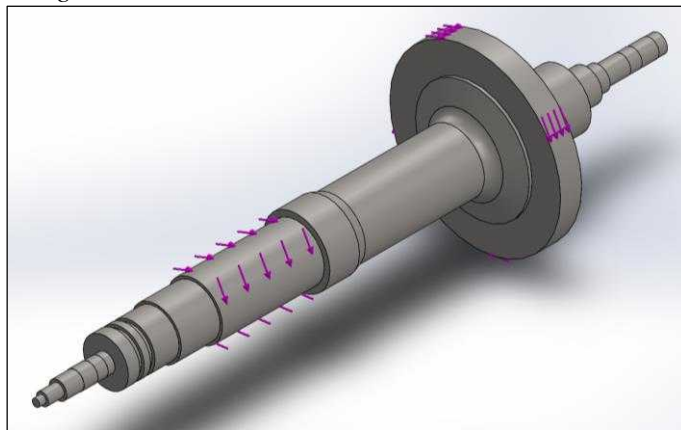
Pada sub bab sebelumnya telah diketahui selisih torsi antara *compressor* dan *turbine*. Nilai tersebutlah selanjutnya diterapkan pada poros *turbocharger*. Berikut merupakan rincian penerapan gaya-gaya pada poros *turbocharger* :

Tabel 4.5 Pembebanan Torsi Poros Turbocharger

Nama Torsi	Gambar Pembebanan	Nilai Torsi
τ_c		-1.304 Nm
τ_t		0 Nm

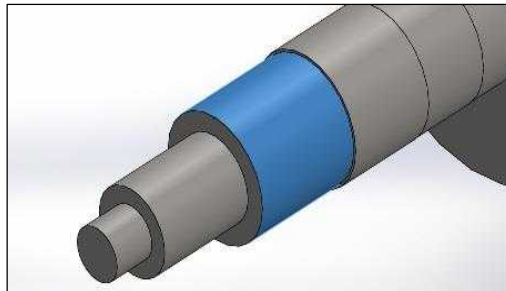
Keterangan : Bagian yang berwarna biru merupakan daerah dimana adanya sejumlah gaya yang bekerja.

Karena memiliki tanda negatif pada torsi, maka arah dari torsi tersebut berlawanan dengan arah rotasi normalnya. Berikut merupakan ilustrasi arah rotasi poros *turbocharger*.

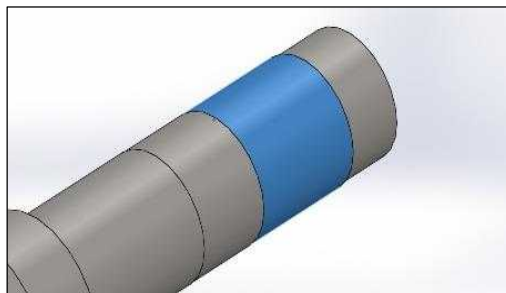


Gambar 4.3 Arah Rotasi Poros Turbocharger

Selain gaya-gaya utama, komponen pendukung (penopang) juga diikutsertakan pada saat simulasi, yaitu *bearing support*. Penempatan *bearing* pada poros dapat dilihat pada gambar berikut.



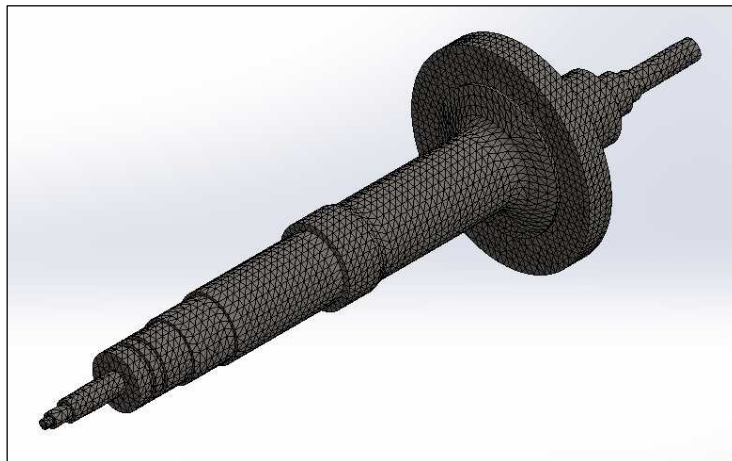
Gambar 4.4 Bearing Support pada Sisi Compressor



Gambar 4.5 Bearing Support pada Sisi Turbine

4.2.3 Meshing Model Poros Turbocharger

Meshing merupakan proses dimana obyek model dibagi menjadi kecil-kecil agar dapat dianalisa lebih rinci. Jumlah *nodes* (titik) adalah 40468 dan total elemennya sendiri sejumlah 26328. Berikut merupakan gambaran *meshing* poros *turbocharger* tersebut.



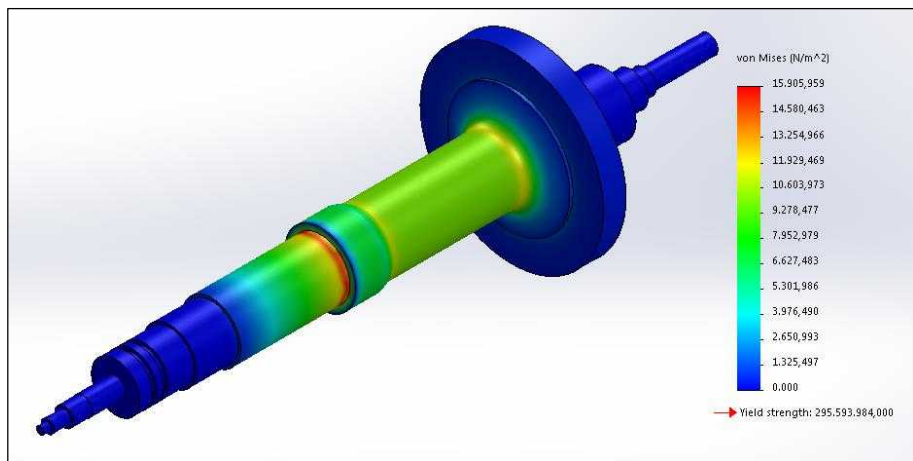
Gambar 4.6 Meshing Poros Turbocharger

4.2.4 Hasil Simulasi pada *Engine load 50%*

Simulasi pertama menggunakan data masukan berupa selisih nilai torsi *compressor* dengan torsi *turbine* pada *engine load 50%* yaitu -1.304 Nm.

4.2.4.1 *Stress* (Tegangan)

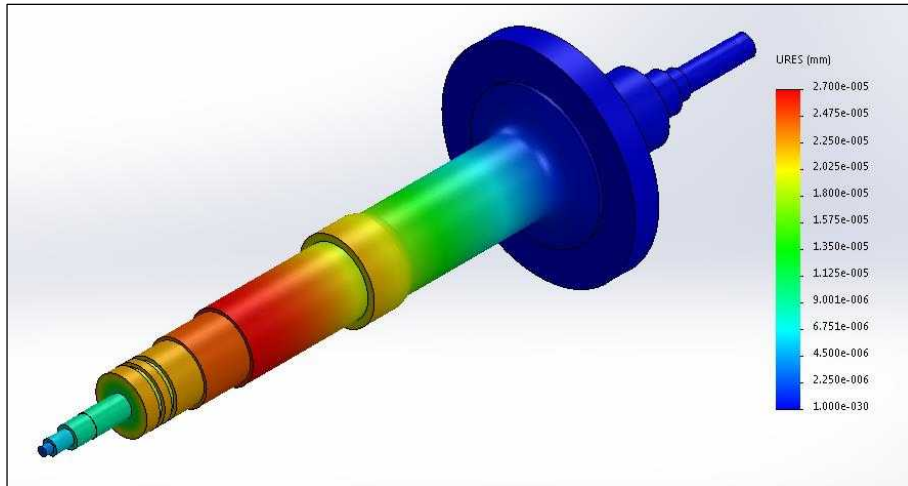
Dari hasil simulasi, diperoleh bahwa nilai tegangan minimum terdapat pada ujung sisi *compressor* dengan nilai 6.94279×10^{-12} Mpa. Sedangkan nilai maksimumnya berada pada ujung *compressor seat* dengan nilai 0.015906 Mpa. Hasil ini masih jauh dari batas tegangan material 17NiCrMo6-4, yaitu sebesar 295.594 Mpa. Dapat dikatakan bahwa material poros *turbocharger* lebih kuat dari beban yang diberikan. Berikut merupakan gambaran hasil simulasi tegangan.



Gambar 4.7 Stress pada *Engine load 50%*

4.2.4.2 *Displacement*

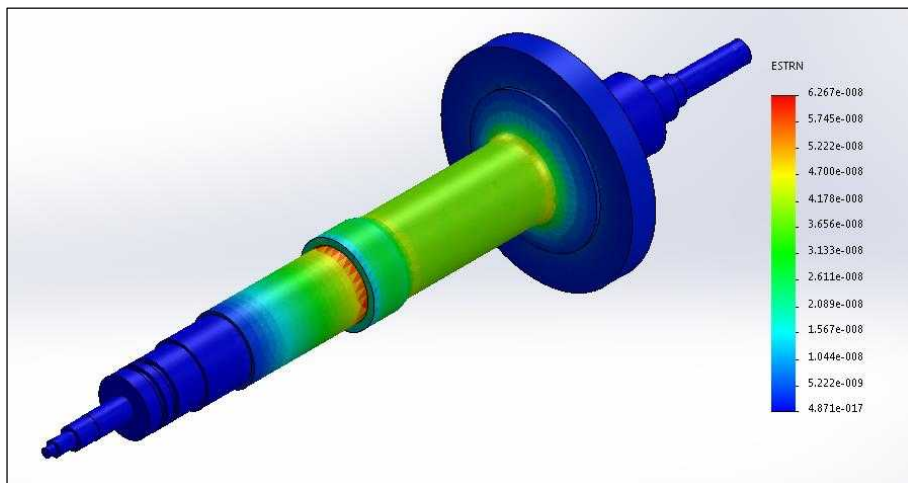
Perpindahan obyek dari satu titik ke titik lainnya karena dikenai gaya tertentu disebut dengan *displacement*. Karena pada simulasi ini gaya yang bekerja pada *turbine* dianggap 0 Nm namun di sisi *compressor* masih ada sejumlah gaya yang bekerja, sehingga adanya puntiran. *Displacement* terbesar yang diperoleh dari simulasi ini adalah 2.70028×10^{-5} mm. Daerah yang terjadi *displacement* terbesar terletak pada *compressor seat*.



Gambar 4.8 Displacement pada Engine load 50%

4.2.4.3 Strain (Regangan)

Regangan sangat erat hubungannya dengan tarikan. Jika semakin besar nilai regangannya, maka akan semakin meregang obyek tersebut dan kebalikannya. Dari hasil simulasi diperoleh bahwa nilai regangan maksimum berada pada *compressor seat* yaitu sebesar 6.26693×10^{-8} mm/mm.



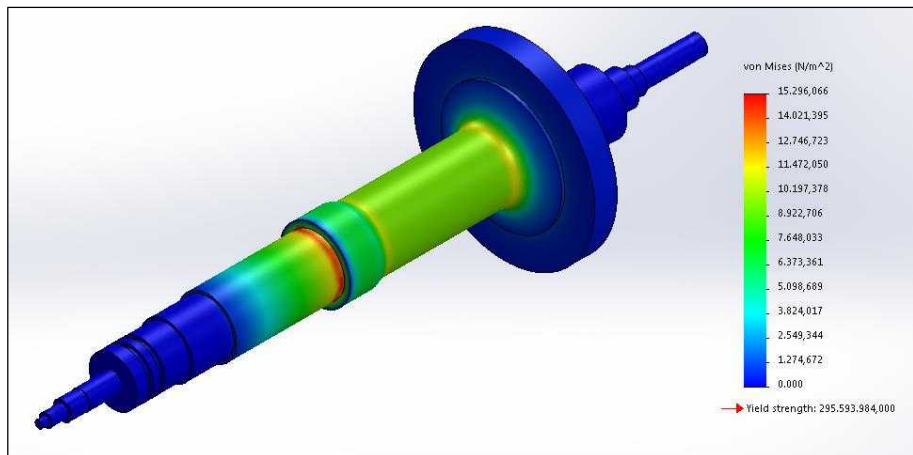
Gambar 4.9 Strain pada Engine load 50%

4.2.5 Hasil Simulasi pada *Engine load 60%*

Simulasi pertama menggunakan data masukan berupa selisih nilai torsi *compressor* dengan torsi *turbine* pada *engine load 60%* yaitu -1.254 Nm.

4.2.5.1 *Stress* (Tegangan)

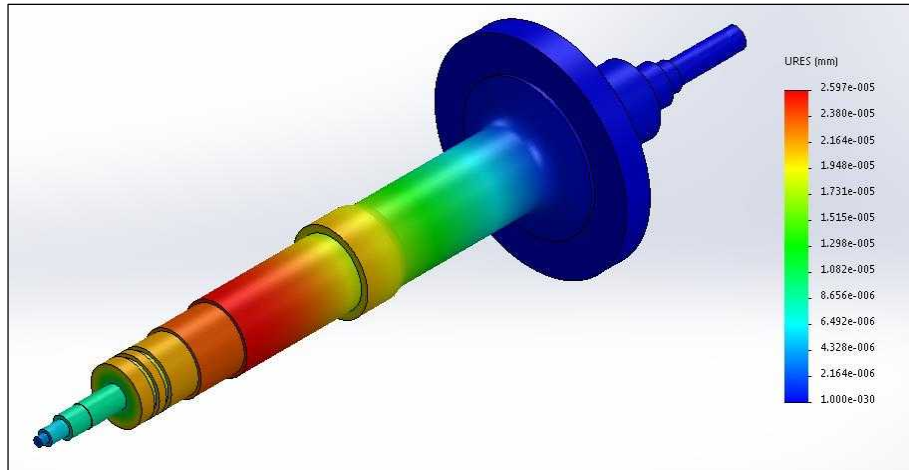
Dari hasil simulasi, diperoleh bahwa nilai tegangan minimum terdapat pada ujung sisi *compressor* dengan nilai 6.67654×10^{-12} Mpa. Sedangkan nilai maksimumnya berada pada ujung *compressor seat* dengan nilai 0.015296 Mpa. Hasil ini masih jauh dari batas tegangan material 17NiCrMo6-4, yaitu sebesar 295.594 Mpa. Berikut merupakan gambaran hasil simulasi tegangan.



Gambar 4.10 Stress pada *Engine load 60%*

4.2.5.2 *Displacement*

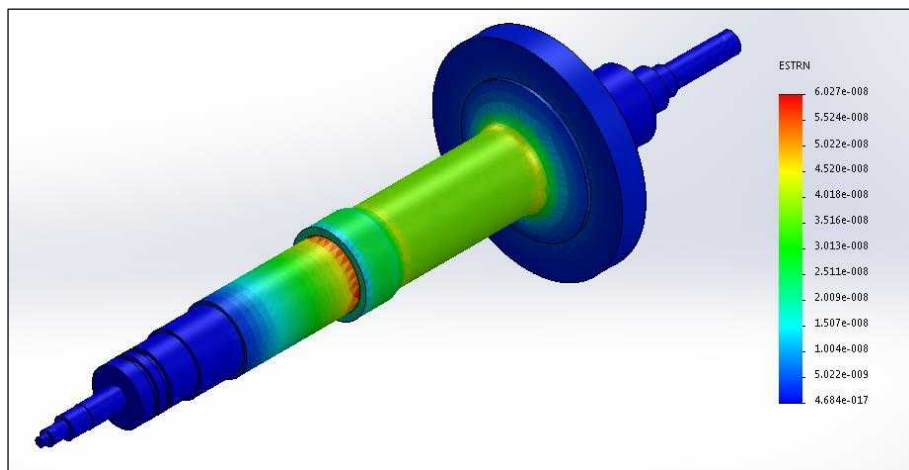
Perpindahan obyek dari satu titik ke titik lainnya karena dikenai gaya tertentu disebut dengan *displacement*. Karena pada simulasi ini gaya yang bekerja pada *turbine* dianggap 0 Nm namun di sisi *compressor* masih ada sejumlah gaya yang bekerja, sehingga adanya puntiran. *Displacement* terbesar yang diperoleh dari simulasi ini adalah 2.59675×10^{-5} mm. Daerah yang terjadi *displacement* terbesar terletak pada *compressor seat*.



Gambar 4.11 Displacement pada Engine load 60%

4.2.5.3 Strain (Regangan)

Regangan sangat erat hubungannya dengan tarikan. Jika semakin besar nilai regangannya, maka akan semakin meregang obyek tersebut dan kebalikannya. Dari hasil simulasi diperoleh bahwa nilai regangan maksimum berada pada *compressor seat* yaitu sebesar 6.02663×10^{-8} mm/mm.



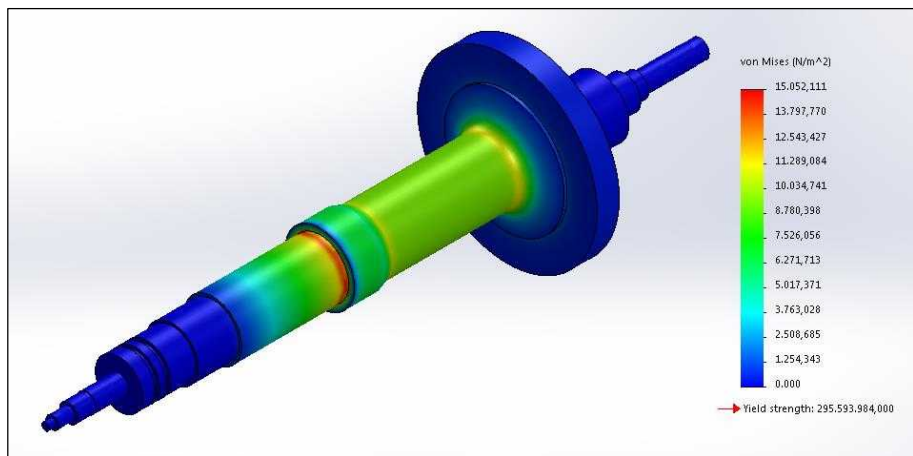
Gambar 4.12 Strain pada Engine load 60%

4.2.6 Hasil Simulasi pada *Engine load 70%*

Simulasi pertama menggunakan data masukan berupa selisih nilai torsi *compressor* dengan torsi *turbine* pada *engine load 70%* yaitu -1.234 Nm.

4.2.6.1 *Stress* (Tegangan)

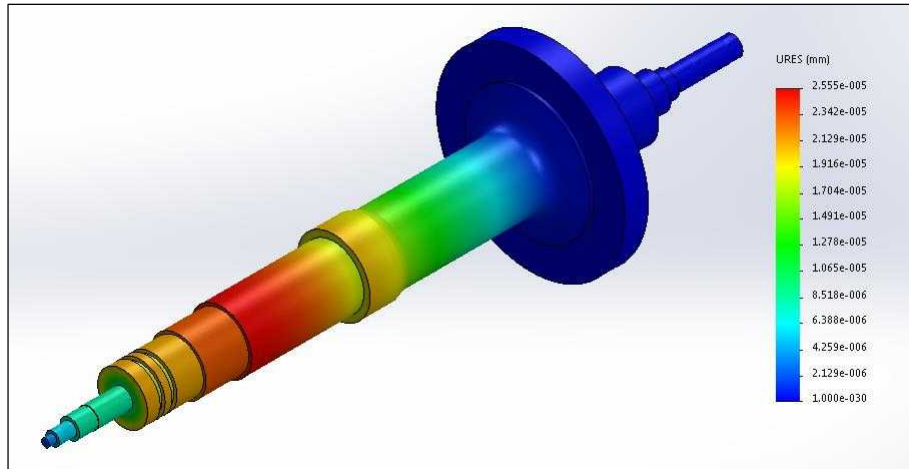
Dari hasil simulasi, diperoleh bahwa nilai tegangan minimum terdapat pada ujung sisi *compressor* dengan nilai 6.57019×10^{-12} Mpa. Sedangkan nilai maksimumnya berada pada ujung *compressor seat* dengan nilai 0.015052 Mpa. Hasil ini masih jauh dari batas tegangan material 17NiCrMo6-4, yaitu sebesar 295.594 Mpa. Dapat dikatakan bahwa material poros *turbocharger* lebih kuat dari beban yang diberikan. Berikut merupakan gambaran hasil simulasi tegangan.



Gambar 4.13 Stress pada Engine load 70%

4.2.6.2 *Displacement*

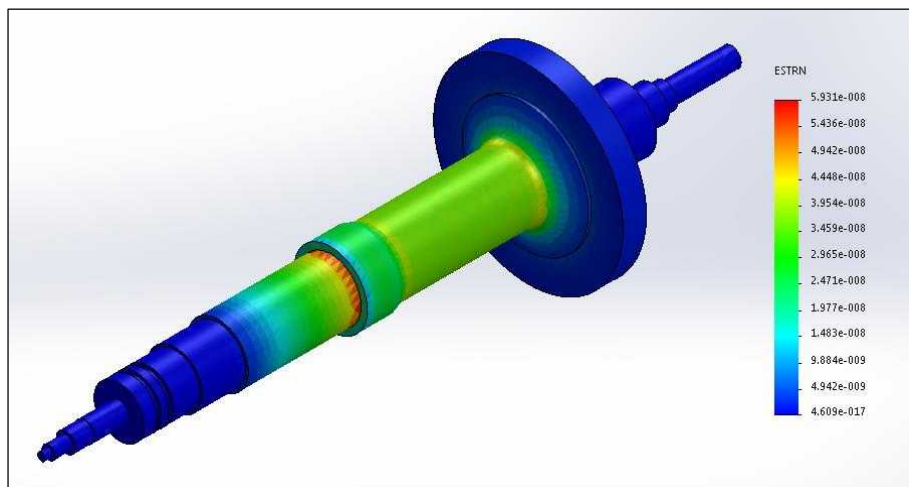
Perpindahan obyek dari satu titik ke titik lainnya karena dikenai gaya tertentu disebut dengan *displacement*. Karena pada simulasi ini gaya yang bekerja pada *turbine* dianggap 0 Nm namun di sisi *compressor* masih ada sejumlah gaya yang bekerja, sehingga adanya puntiran. *Displacement* terbesar yang diperoleh dari simulasi ini adalah 2.55532×10^{-5} mm. Daerah yang terjadi *displacement* terbesar terletak pada *compressor seat*.



Gambar 4.14 Displacement pada Engine load 70%

4.2.6.3 Strain (Regangan)

Regangan sangat erat hubungannya dengan tarikan. Jika semakin besar nilai regangannya, maka akan semakin meregang obyek tersebut dan kebalikannya. Dari hasil simulasi diperoleh bahwa nilai regangan maksimum berada pada *compressor seat* yaitu sebesar 5.93051×10^{-8} mm/mm.



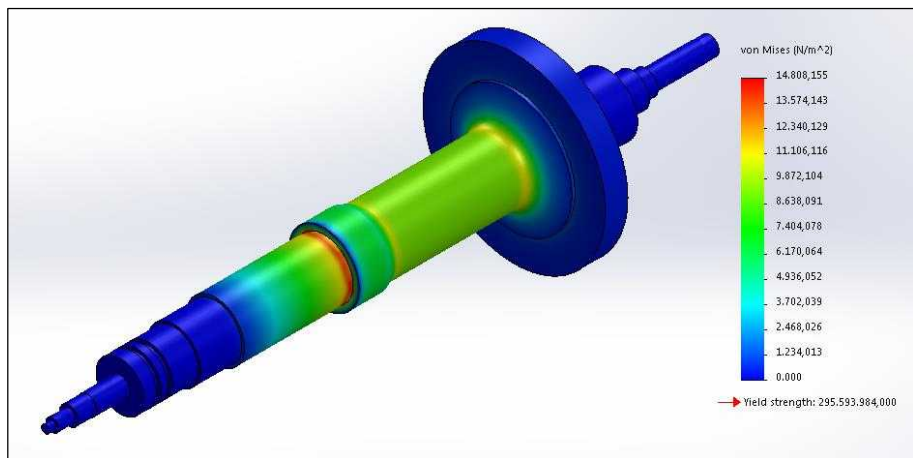
Gambar 4.15 Strain pada Engine load 70%

4.2.7 Hasil Simulasi pada *Engine load 80%*

Simulasi pertama menggunakan data masukan berupa selisih torsi terbesar antara torsi *compressor* dengan torsi *turbine*, yaitu pada *engine load 80%* sebesar -1.214 Nm.

4.2.7.1 *Stress* (Tegangan)

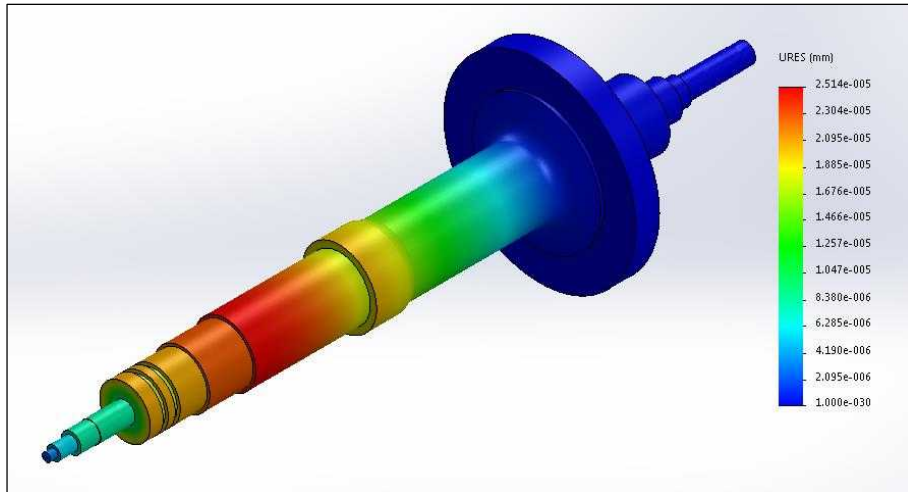
Dari hasil simulasi, diperoleh bahwa nilai tegangan minimum terdapat pada ujung sisi *compressor* dengan nilai 6.46385×10^{-12} Mpa. Sedangkan nilai maksimumnya berada pada ujung *compressor seat* dengan nilai 0.014808 Mpa. Hasil ini masih jauh dari batas tegangan material 17NiCrMo6-4, yaitu sebesar 295.594 Mpa. Dapat dikatakan bahwa material poros *turbocharger* lebih kuat dari beban yang diberikan. Berikut merupakan gambaran hasil simulasi tegangan.



Gambar 4.16 Stress pada *Engine load 80%*

4.2.7.2 *Displacement*

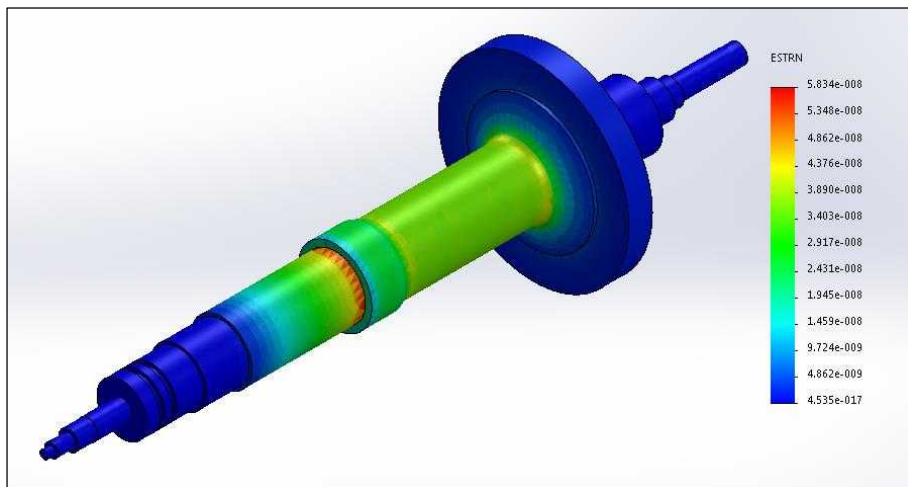
Perpindahan obyek dari satu titik ke titik lainnya karena dikenai gaya tertentu disebut dengan *displacement*. Karena pada simulasi ini gaya yang bekerja pada *turbine* dianggap 0 Nm namun di sisi *compressor* masih ada sejumlah gaya yang bekerja, sehingga adanya puntiran. *Displacement* terbesar yang diperoleh dari simulasi ini adalah 2.51391×10^{-5} mm. Daerah yang terjadi *displacement* terbesar terletak pada *compressor seat*.



Gambar 4.17 Displacement pada Engine load 80%

4.2.7.3 Strain (Regangan)

Regangan sangat erat hubungannya dengan tarikan. Jika semakin besar nilai regangannya, maka akan semakin meregang obyek tersebut dan kebalikannya. Dari hasil simulasi diperoleh bahwa nilai regangan maksimum berada pada *compressor seat* yaitu sebesar 5.8344×10^{-8} mm/mm.



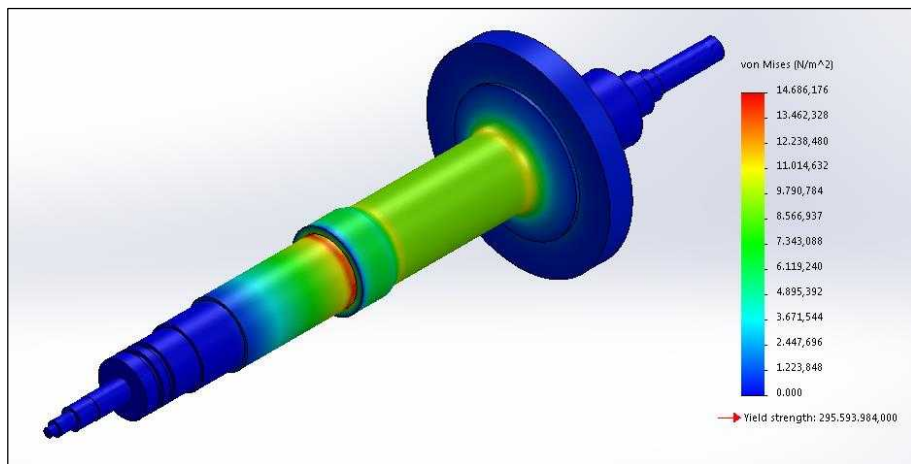
Gambar 4.18 Strain pada Engine load 80%

4.2.8 Hasil Simulasi pada *Engine load 90%*

Simulasi pertama menggunakan data masukan berupa selisih torsi terbesar antara torsi *compressor* dengan torsi *turbine*, yaitu pada *engine load 90%* sebesar -1.204 Nm.

4.2.8.1 *Stress* (Tegangan)

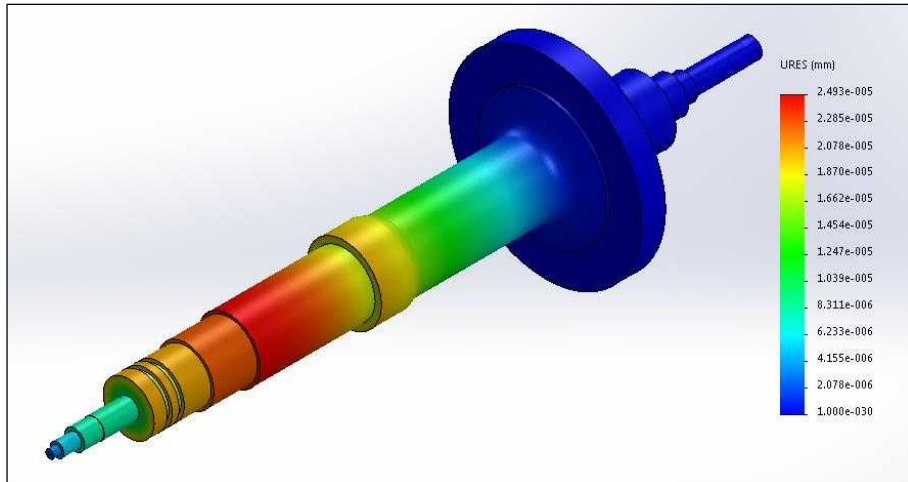
Dari hasil simulasi, diperoleh bahwa nilai tegangan minimum terdapat pada ujung sisi *compressor* dengan nilai 6.41042×10^{-12} Mpa. Sedangkan nilai maksimumnya berada pada ujung *compressor seat* dengan nilai 0.014686 Mpa. Hasil ini masih jauh dari batas tegangan material 17NiCrMo6-4, yaitu sebesar 295.594 Mpa. Dapat dikatakan bahwa material poros *turbocharger* lebih kuat dari beban yang diberikan. Berikut merupakan gambaran hasil simulasi tegangan.



Gambar 4.19 Stress pada *Engine load 90%*

4.2.8.2 *Displacement*

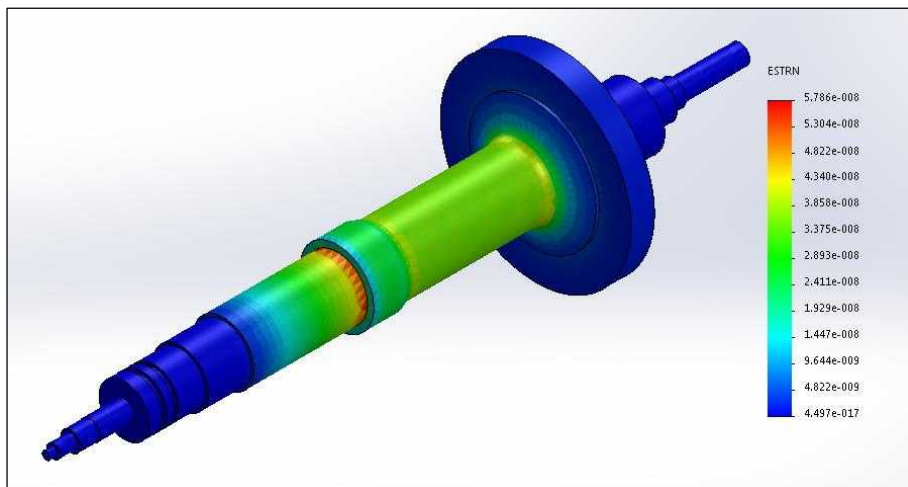
Perpindahan obyek dari satu titik ke titik lainnya karena dikenai gaya tertentu disebut dengan *displacement*. Karena pada simulasi ini gaya yang bekerja pada *turbine* dianggap 0 Nm namun di sisi *compressor* masih ada sejumlah gaya yang bekerja, sehingga adanya puntiran. *Displacement* terbesar yang diperoleh dari simulasi ini adalah 2.4932×10^{-5} mm. Daerah yang terjadi *displacement* terbesar terletak pada *compressor seat*.



Gambar 4.20 Displacement pada Engine load 90%

4.2.8.3 Strain (Regangan)

Regangan sangat erat hubungannya dengan tarikan. Jika semakin besar nilai regangannya, maka akan semakin meregang obyek tersebut dan kebalikannya. Dari hasil simulasi diperoleh bahwa nilai regangan maksimum berada pada *compressor seat* yaitu sebesar 5.78634×10^{-8} mm/mm.



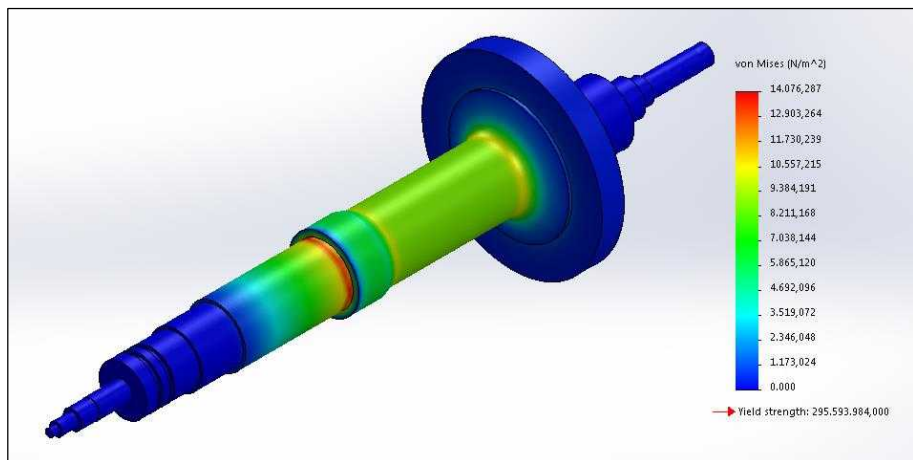
Gambar 4.21 Strain pada Engine load 90%

4.2.9 Hasil Simulasi pada *Engine load 100%*

Simulasi pertama menggunakan data masukan berupa selisih torsi terbesar antara torsi *compressor* dengan torsi *turbine*, yaitu pada *engine load 100%* sebesar -1.154 Nm.

4.2.9.1 *Stress* (Tegangan)

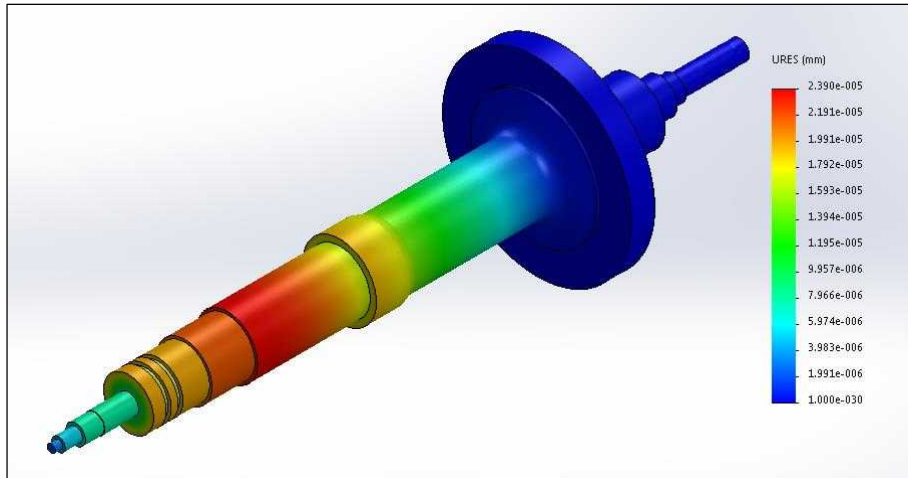
Dari hasil simulasi, diperoleh bahwa nilai tegangan minimum terdapat pada ujung sisi *compressor* dengan nilai 6.14388×10^{-12} Mpa. Sedangkan nilai maksimumnya berada pada ujung *compressor seat* dengan nilai 0.014076 Mpa. Hasil ini masih jauh dari batas tegangan material 17NiCrMo6-4, yaitu sebesar 295.594 Mpa. Dapat dikatakan bahwa material poros *turbocharger* lebih kuat dari beban yang diberikan. Berikut merupakan gambaran hasil simulasi tegangan.



Gambar 4.22 *Stress* pada *Engine load 100%*

4.2.9.2 *Displacement*

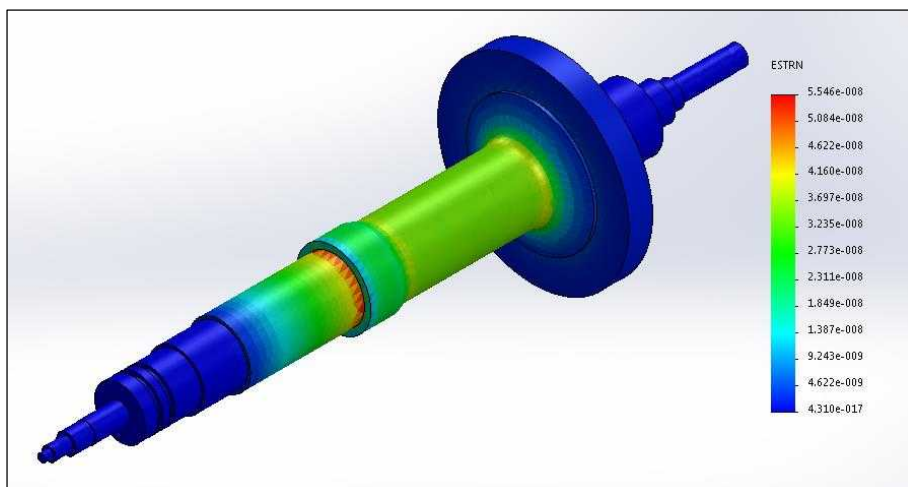
Perpindahan obyek dari satu titik ke titik lainnya karena dikenai gaya tertentu disebut dengan *displacement*. Karena pada simulasi ini gaya yang bekerja pada *turbine* dianggap 0 Nm namun di sisi *compressor* masih ada sejumlah gaya yang bekerja, sehingga adanya puntiran. *Displacement* terbesar yang diperoleh dari simulasi ini adalah 2.38966×10^{-5} mm. Daerah yang terjadi *displacement* terbesar terletak pada *compressor seat*.



Gambar 4.23 Displacement pada Engine load 100%

4.2.9.3 Strain (Regangan)

Regangan sangat erat hubungannya dengan tarikan. Jika semakin besar nilai regangannya, maka akan semakin meregang obyek tersebut dan kebalikannya. Dari hasil simulasi diperoleh bahwa nilai regangan maksimum berada pada *compressor seat* yaitu sebesar 5.54604×10^{-8} mm/mm.



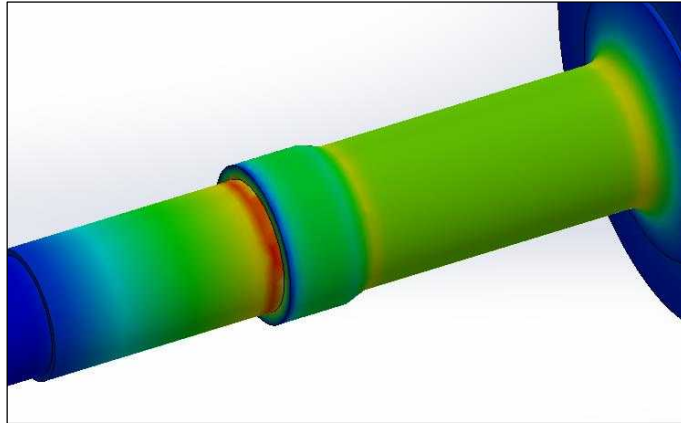
Gambar 4.24 Strain pada Engine load 100%

4.3 Daerah Kritis pada Poros *Turbocharger*

Jika ditinjau dari beberapa hasil simulasi, daerah kritis dapat dideskripsikan secara singkat berikut ini.

4.3.1 *Stress* (Tegangan)

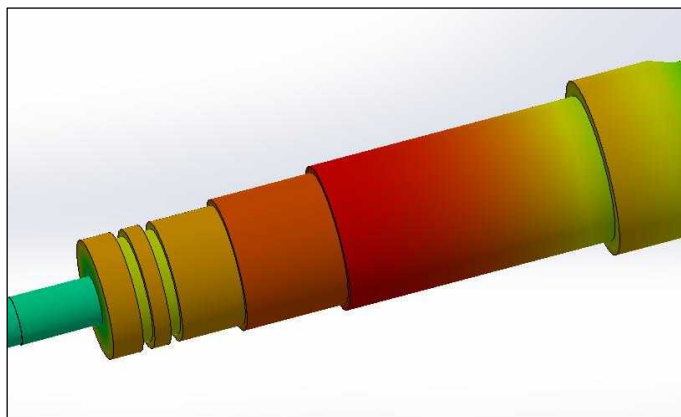
Dari pembebanan momen puntir, mengakibatkan adanya beberapa area yang terkena *stress* paling dominan yaitu poros antara *turbine* dan *compressor seat* serta sebagian area *compressor seat*. Namun daerah yang paling kritis ditunjukkan oleh warna merah yang terletak pada salah satu ujung *compressor seat*.



Gambar 4.25 Daerah Kritis dari *Stress*

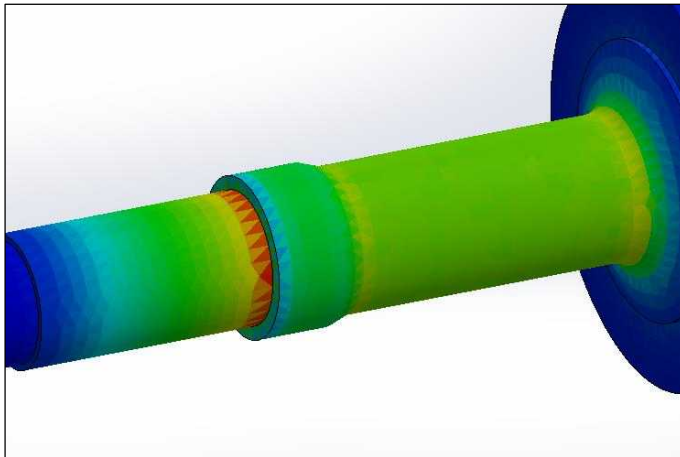
4.3.2 *Displacement*

Berbeda dengan daerah kritis yang ditunjukkan oleh *stress*, *displacement* yang terjadi pada poros *turbocharger* dengan pembebanan yang sama lebih menunjukkan daerah kritis atau paling berpotensi untuk mengalami pergeseran dari sumbu utamanya yaitu berada pada salah satu ujung *compressor seat*.



Gambar 4.26 Daerah Kritis dari *Displacement*

4.3.3 Strain (Regangan)

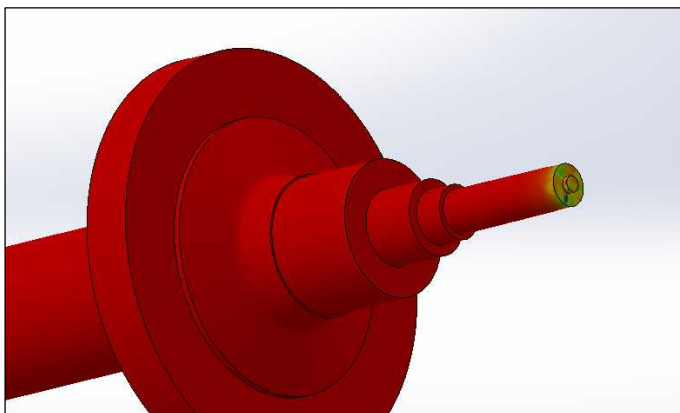


Gambar 4.27 Daerah Kritis dari Strain

Sama seperti daerah kritis yang dimiliki *stress*, pada hasil *strain* juga menunjukkan daerah kritis yaitu yang paling berpotensi mengalami regangan tertinggi terletak pada poros antara *turbine* dan *compressor seat*. Serta daerah yang dapat berpotensi mengalami regangan terbesar terletak pada ujung kanan *compressor seat*.

4.3.4 Factor of Safety

Sedangkan untuk *factor of safety*, menunjukkan seluruh daerah pada poros *turbocharger* merupakan daerah kritis. Dapat dikatakan bahwa poros tersebut memiliki desain yang sesuai untuk pembebanan diluar operasi normalnya. Jika terdapat gaya yang berlebih, poros ini dapat mendistribusikan gaya tersebut ke bagian poros lainnya sehingga menjadi rata. Namun pada daerah ujung poros yang dekat dengan sisi *turbine* menunjukkan bahwa adanya ketidakrataan pembebanan. Hal ini mungkin disebabkan oleh tumpuan *bearing* yang tidak tepat.



Gambar 4.28 Daerah Kritis dari Factor of Safety

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan analisa data serta hasil simulasi menggunakan *Finite Element Method*, dapat disimpulkan bahwa :

1. Semakin meningkatnya *engine load*, maka torsi *compressor* dan *turbine* juga semakin meningkat. Namun selisih kedua torsi tersebut akan semakin menurun.
2. Dari beberapa simulasi yang dilakukan, selisih torsi terbesar berada saat *engine load 50%* yaitu -1.304 Nm. Tegangan maksimum yang dihasilkan 0.015906 Mpa. Sedangkan *displacement* atau pergeseran yang terjadi sangat kecil yaitu 2.70028×10^{-5} mm. Hasil terakhir adalah regangan maksimumnya sebesar 6.26693×10^{-8} mm/mm. Dapat dikatakan bahwa momen puntir tersebut masih jauh lebih rendah dari batas material poros *turbocharger* (17NiCrMo6-4) itu sendiri yang memiliki *limit stress* senilai 295.594 Mpa.
3. Daerah kritis dari tegangan serta regangan hampir sama yaitu terletak pada salah satu ujung *compressor seat*. Sedangkan untuk *displacement*, menunjukkan bahwa daerah kritisnya berada pada ujung *compressor seat* lainnya. Berbeda jika ditinjau dari *factor of safety*, daerah kritis hampir muncul pada seluruh bagian poros, namun dengan begitu beban yang diperoleh dapat terdistribusi dengan rata.

5.2 Saran

Rekomendasi yang dapat diberikan oleh penulis antara lain :

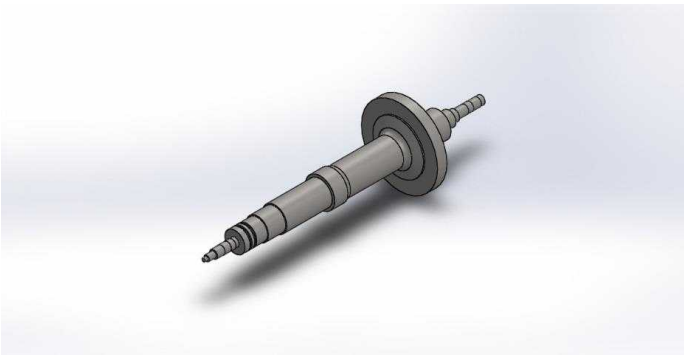
1. Hasil penelitian ini dapat dijadikan referensi untuk menambah wawasan pengaruh *surging* terhadap poros *turbocharger*.
2. Penyebab patahnya poros *turbocharger* dapat diakibatkan oleh faktor lain yang tidak terduga, bisa dari kerusakan pada sistem pelumasan *bearing* atau lainnya yang kemungkinan dapat memberikan gaya yang lebih besar daripada *surging*.
3. Untuk material poros *turbocharger* dapat diganti dengan material lain yang memiliki kekuatan lebih rendah dari 17NiCrMo6-4. Karena dapat mengurangi biaya pembelian material.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- Heywood, J.B. 1988. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. USA : McGraw-Hill.
- Kuiken, K. 2008. **Diesel Engines I for Ship Propulsion and Power Plants from 0 to 100,000 kW**. Netherlands : Target Global Energy Training.
- Challen, B. & Baranescu, R. 1984. **Diesel Engine Reference Book**. UK : Butterwhorts & Co, Ltd.
- Nguyen-Schäfer, H. 2015. **Rotordynamics of Automotive Turbochargers**. Germany : Springer International Publishers.
- Obert, E.F. 1973. **Internal Combustion Engines and Air Pollution**. New York : Harper & Row, Publishers, Inc.
- Petrovsky, N. 1985. **Marine Internal Combustion Engines**. Moscow : MIR Publishers.
- Söndgen, S. & Predki, W. 2013. **Power Loss and Axial Load Carrying Capacity of Radial Cylindrical Roller Bearings**. Alexandria : American Gear Manufacturers Association.
- Soetresno, A. 2015. **Analisa Turbocharger Engine Matching pada Proses Retrofitting Engine Niigata 8MG40X dengan Turbocharger Merk BBC Type VTR 401**. Skripsi : Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- Soraya, D.F. 2016. **Strength Analysis of Vertical Axis Turbine Shaft for 5 kW Capacity on Ocean Current Power Plant**. Skripsi : Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- Sularso & Suga, K. 2004. **Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin**. Jakarta : PT. Pradnya Paramita.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



Description
No Data

Simulation of VTR 354 Load Engine 50%

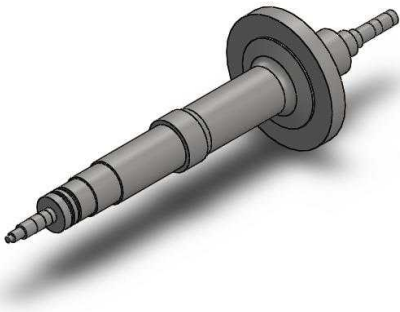
Date: 29 Juli 2017
Designer: Solidworks
Study name: Torsion
Analysis type: Static

Table of Contents


Description	1
Assumptions	2
Model Information	2
Study Properties	3
Units	3
Material Properties	4
Loads and Fixtures.....	4
Connector Definitions.....	5
Contact Information.....	5
Mesh Information	6
Sensor Details	7
Resultant Forces	7
Beams.....	7
Study Results	8
Conclusion	10

Assumptions

Model Information



Model name: VTR 354
Current Configuration: Default

Solid Bodies			
Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Revolve1 	Solid Body	Mass:72.8655 kg Volume:0.00934173 m^3 Density:7800 kg/m^3 Weight:714.082 N	E:\SEMESTER 8\SEKRIPSI\simulasi\Coba 12 50%\VTR 354.SLDPRT Jun 26 15:30:38 2017

Study Properties


Study name	Torsion
Analysis type	Static
Mesh type	Solid Mesh
Thermal Effect:	On
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Large displacement	Off
Compute free body forces	On
Friction	Off
Use Adaptive Method:	Off
Result folder	SolidWorks document (E:\SEMESTER 8\SEKRIPSI\simulasi\Coba 12 50%)

Units

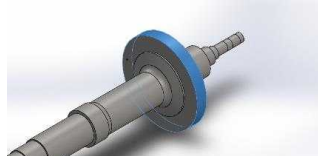
Unit system:	SI (MKS)
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m ²

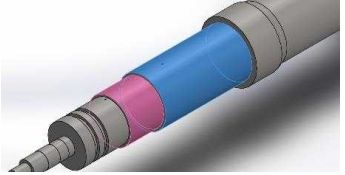


Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	Name: 1.6566 (17NiCrMo6-4) Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Max von Mises Stress Yield strength: 2.95594e+008 N/m ² Tensile strength: 1.00083e+009 N/m ² Elastic modulus: 2.1e+011 N/m ² Poisson's ratio: 0.28 Mass density: 7800 kg/m ³ Shear modulus: 7.9e+010 N/m ² Thermal expansion coefficient: 1.1e-005 /Kelvin	SolidBody 1(Revolve1)(VTR 354)
Curve Data:N/A		

Loads and Fixtures

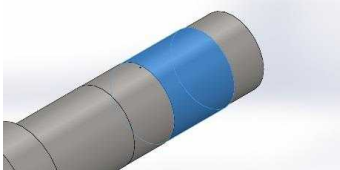
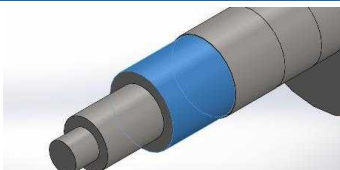
Fixture name	Fixture Image	Fixture Details		
Fixed-1		Entities: 1 face(s) Type: Fixed Geometry		
Resultant Forces				
Components	X	Y	Z	Resultant
Reaction force(N)	-0.000542087	0.000924744	0.000118372	0.00107844
Reaction Moment(N.m)	0	0	0	0

Load name	Load Image	Load Details
Torque-1		Entities: 1 face(s) Reference: Face< 1 > Type: Apply torque Value: -1.304 N.m Phase Angle: 0 Units: deg



Connector Definitions

Pin/Bolt/Bearing Connector

Model Reference	Connector Details	Strength Details		
 Bearing Support-1	Entities: 1 face(s) Type: Bearing	No Data		
Connector Forces				
Type	X-Component	Y-Component	Z-Component	Resultant
Axial Force (N)	0	0	0	0
Shear Force (N)	0	0	0	0
Bending moment (N.m)	0	0	0	0
 Bearing Support-2	Entities: 1 face(s) Type: Bearing	No Data		
Connector Forces				
Type	X-Component	Y-Component	Z-Component	Resultant
Axial Force (N)	0	0	0	0
Shear Force (N)	0	0	0	0
Bending moment (N.m)	0	0	0	0

Contact Information

No Data



Mesh Information

Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Include Mesh Auto Loops:	Off
Jacobian points	4 Points
Element Size	10.5321 mm
Tolerance	0.526603 mm
Mesh Quality	High

Mesh Information - Details

Total Nodes	78486
Total Elements	52216
Maximum Aspect Ratio	17.522
% of elements with Aspect Ratio < 3	98.2
% of elements with Aspect Ratio > 10	0.0804
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:07
Computer name:	ISTIQOMAH-PC

Model name: VTR354
Study name: Torsion(Default)
Mesh type: Solid mesh



SOLIDWORKS

Analyzed with SolidWorks Simulation

Simulation of VTR 354

6

Sensor Details

No Data

Resultant Forces

Reaction Forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N	-0.000542087	0.000924744	0.000118372	0.00107844

Reaction Moments

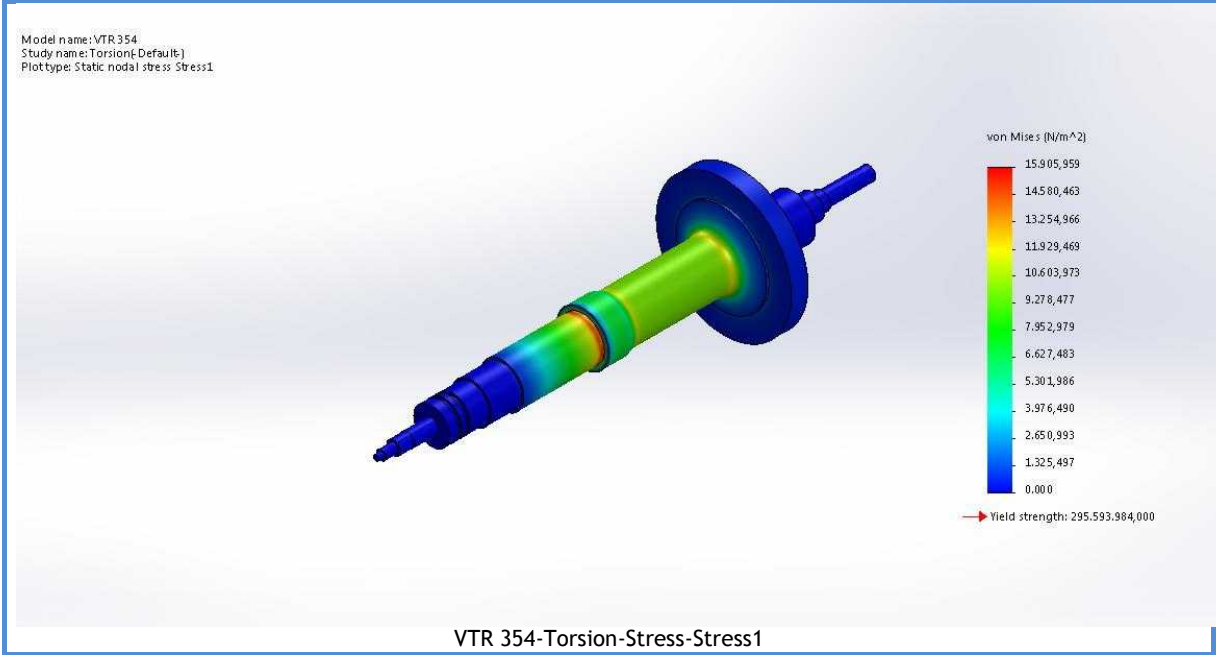
Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N.m	0	0	0	0

Beams

No Data

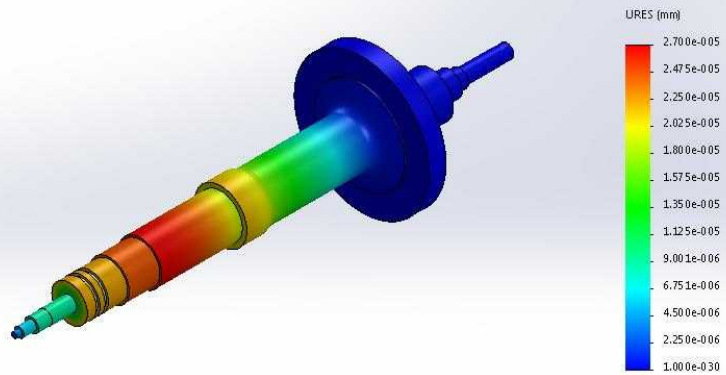
Study Results

Name	Type	Min	Max
Stress1	VON: von Mises Stress	6.94279e-006 N/m^2 Node: 57469	15906 N/m^2 Node: 62435



Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 866	2.70028e-005 mm Node: 62179

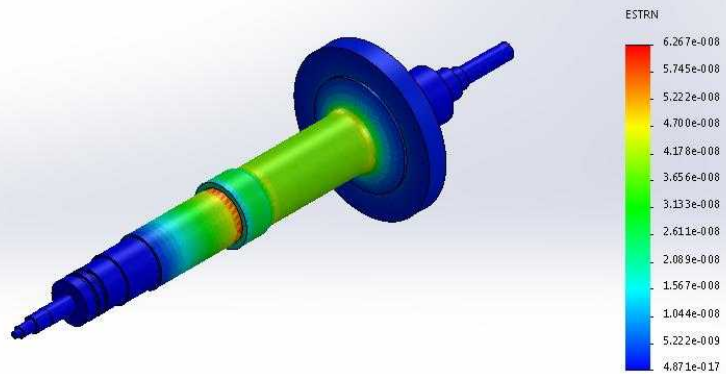
Model name: VTR 354
 Study name: Torsion(-Default)
 Plot type: Static displacement Displacement1



VTR 354-Torsion-Displacement-Displacement1

Name	Type	Min	Max
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	4.87071e-017 Element: 8075	6.26693e-008 Element: 35688

Model name: VTR 354
 Study name: Torsion(-Default)
 Plot type: Static strain Strain1

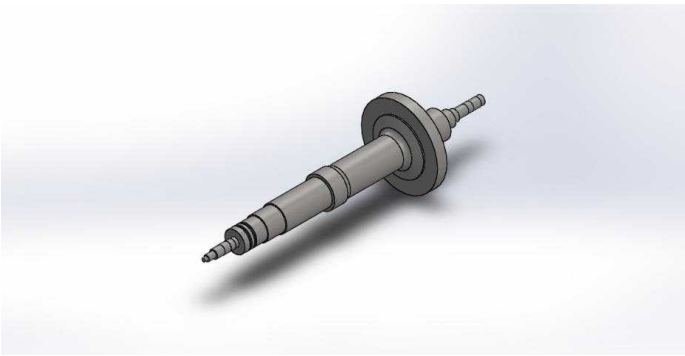


VTR 354-Torsion-Strain-Strain1

Name	Type	Min	Max
Factor of Safety1	Automatic	18583.9 Node: 62435	4.25757e+013 Node: 57469



Conclusion



Description
No Data

Simulation of VTR 354 Load Engine 60%

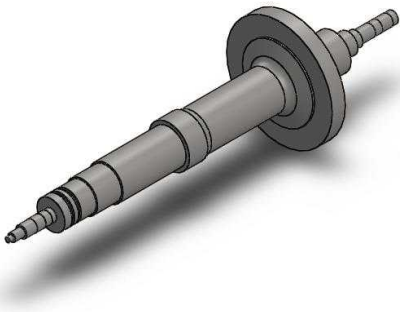
Date: 29 Juli 2017
Designer: Solidworks
Study name: Torsion
Analysis type: Static

Table of Contents


Description	1
Assumptions	2
Model Information	2
Study Properties	3
Units	3
Material Properties	4
Loads and Fixtures.....	4
Connector Definitions.....	5
Contact Information.....	5
Mesh Information	6
Sensor Details	7
Resultant Forces	7
Beams.....	7
Study Results	8
Conclusion	10

Assumptions

Model Information



Model name: VTR 354
Current Configuration: Default

Solid Bodies			
Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Revolve1 	Solid Body	Mass:72.8655 kg Volume:0.00934173 m^3 Density:7800 kg/m^3 Weight:714.082 N	E:\SEMESTER 8\SEKRIPSI\simulasi\Coba 13 60%\VTR 354.SLDPRT Jun 26 15:30:38 2017

Study Properties


Study name	Torsion
Analysis type	Static
Mesh type	Solid Mesh
Thermal Effect:	On
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Large displacement	Off
Compute free body forces	On
Friction	Off
Use Adaptive Method:	Off
Result folder	SolidWorks document (E:\SEMESTER 8\SEKRIPSI\simulasi\Coba 13 60%)

Units

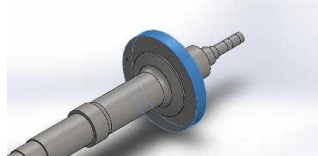
Unit system:	SI (MKS)
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m ²

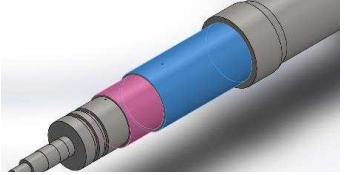


Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	Name: 1.6566 (17NiCrMo6-4) Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Max von Mises Stress Yield strength: 2.95594e+008 N/m ² Tensile strength: 1.00083e+009 N/m ² Elastic modulus: 2.1e+011 N/m ² Poisson's ratio: 0.28 Mass density: 7800 kg/m ³ Shear modulus: 7.9e+010 N/m ² Thermal expansion coefficient: 1.1e-005 /Kelvin	SolidBody 1(Revolve1)(VTR 354)
Curve Data:N/A		

Loads and Fixtures

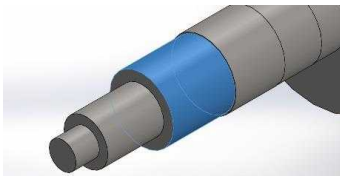
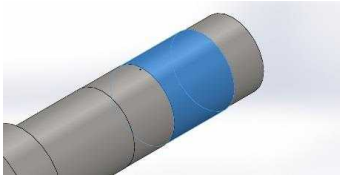
Fixture name	Fixture Image	Fixture Details		
Fixed-1		Entities: 1 face(s) Type: Fixed Geometry		
Resultant Forces				
Components	X	Y	Z	Resultant
Reaction force(N)	-0.000522828	0.000890191	0.000113834	0.00103863
Reaction Moment(N.m)	0	0	0	0

Load name	Load Image	Load Details
Torque-1		Entities: 1 face(s) Reference: Face< 1 > Type: Apply torque Value: -1.254 N.m Phase Angle: 0 Units: deg



Connector Definitions

Pin/Bolt/Bearing Connector

Model Reference	Connector Details	Strength Details		
 Bearing Support-1	Entities: 1 face(s) Type: Bearing	No Data		
Connector Forces				
Type	X-Component	Y-Component	Z-Component	Resultant
Axial Force (N)	0	0	0	0
Shear Force (N)	0	0	0	0
Bending moment (N.m)	0	0	0	0
 Bearing Support-2	Entities: 1 face(s) Type: Bearing	No Data		
Connector Forces				
Type	X-Component	Y-Component	Z-Component	Resultant
Axial Force (N)	0	0	0	0
Shear Force (N)	0	0	0	0
Bending moment (N.m)	0	0	0	0

Contact Information

No Data



SOLIDWORKS

Analyzed with SolidWorks Simulation

Simulation of VTR 354

5

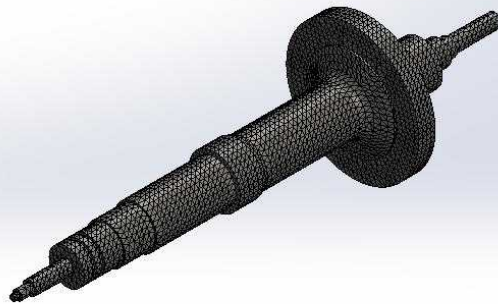
Mesh Information

Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Include Mesh Auto Loops:	Off
Jacobian points	4 Points
Element Size	10.5321 mm
Tolerance	0.526603 mm
Mesh Quality	High

Mesh Information - Details

Total Nodes	78486
Total Elements	52216
Maximum Aspect Ratio	17.522
% of elements with Aspect Ratio < 3	98.2
% of elements with Aspect Ratio > 10	0.0804
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:06
Computer name:	ISTIQOMAH-PC

Model name: VTR354
Study name: Torsion(Default)
Mesh type: Solid mesh



SOLIDWORKS

Analyzed with SolidWorks Simulation

Simulation of VTR 354

Sensor Details

No Data

Resultant Forces

Reaction Forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N	-0.000522828	0.000890191	0.000113834	0.00103863

Reaction Moments

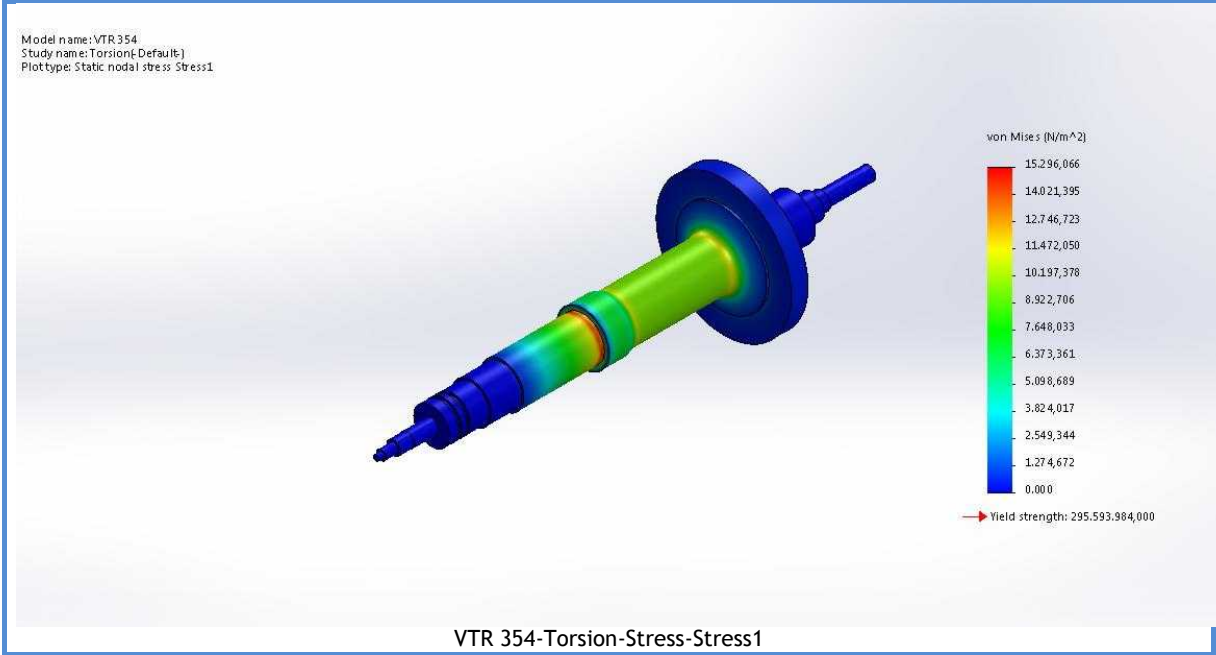
Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N.m	0	0	0	0

Beams

No Data

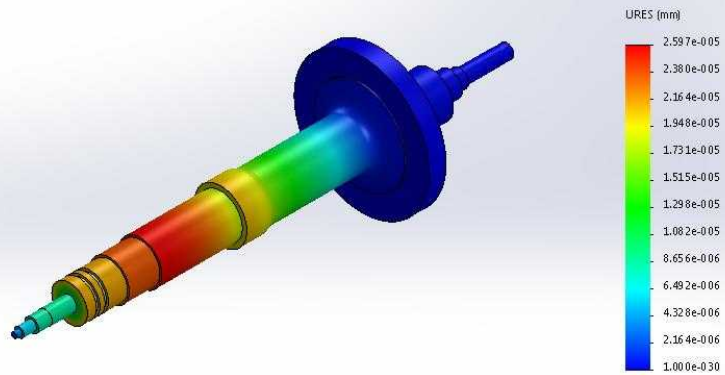
Study Results

Name	Type	Min	Max
Stress1	VON: von Mises Stress	6.67654e-006 N/m^2 Node: 57469	15296.1 N/m^2 Node: 62435



Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 866	2.59674e-005 mm Node: 62179

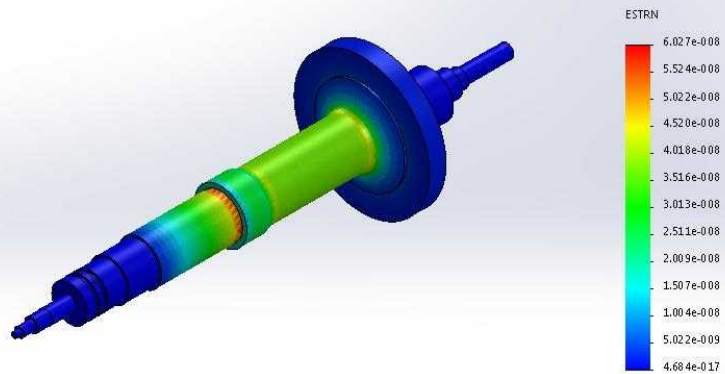
Model name: VTR 354
 Study name: Torsion(-Default)
 Plot type: Static displacement Displacement1



VTR 354-Torsion-Displacement-Displacement1

Name	Type	Min	Max
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	4.68389e-017 Element: 8075	6.02663e-008 Element: 35688

Model name: VTR 354
 Study name: Torsion(-Default)
 Plot type: Static strain Strain1

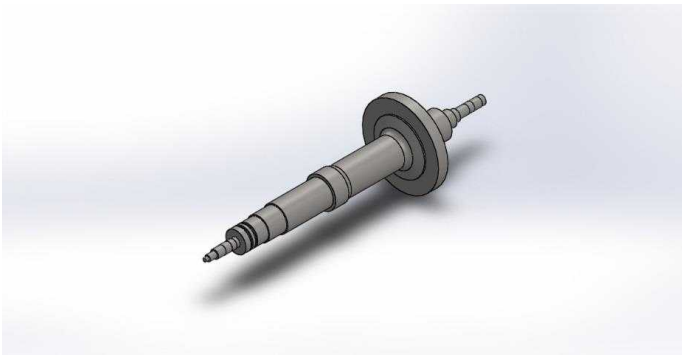


VTR 354-Torsion-Strain-Strain1

Name	Type	Min	Max
Factor of Safety1	Automatic	19324.8 Node: 62435	4.42735e+013 Node: 57469



Conclusion



Description
No Data

Simulation of VTR 354 Load Engine 70%

Date: 29 Juli 2017
Designer: Solidworks
Study name: Torsion
Analysis type: Static

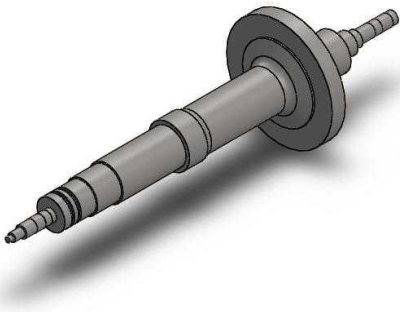
Table of Contents

Description.....	1
Assumptions	2
Model Information	2
Study Properties	3
Units	3
Material Properties	4
Loads and Fixtures.....	4
Connector Definitions.....	5
Contact Information.....	5
Mesh Information	6
Sensor Details	7
Resultant Forces	7
Beams.....	7
Study Results	8
Conclusion	10




Assumptions

Model Information



Model name: VTR 354
Current Configuration: Default

Solid Bodies			
Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Revolve1 	Solid Body	Mass:72.8655 kg Volume:0.00934173 m^3 Density:7800 kg/m^3 Weight:714.082 N	E:\SEMESTER 8\SEKRIPSI\simulasi\Coba 14 70%\VTR 354.SLDPRT Jun 26 15:30:38 2017

Study Properties


Study name	Torsion
Analysis type	Static
Mesh type	Solid Mesh
Thermal Effect:	On
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Large displacement	Off
Compute free body forces	On
Friction	Off
Use Adaptive Method:	Off
Result folder	SolidWorks document (E:\SEMESTER 8\SEKRIPSI\simulasi\Coba 14 70%)

Units

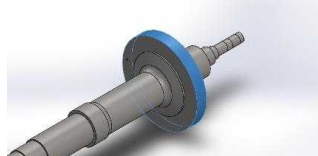
Unit system:	SI (MKS)
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m ²

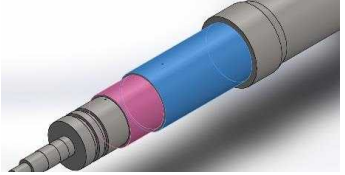


Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	Name: 1.6566 (17NiCrMo6-4) Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Max von Mises Stress Yield strength: 2.95594e+008 N/m ² Tensile strength: 1.00083e+009 N/m ² Elastic modulus: 2.1e+011 N/m ² Poisson's ratio: 0.28 Mass density: 7800 kg/m ³ Shear modulus: 7.9e+010 N/m ² Thermal expansion coefficient: 1.1e-005 /Kelvin	SolidBody 1(Revolve1)(VTR 354)
Curve Data:N/A		

Loads and Fixtures

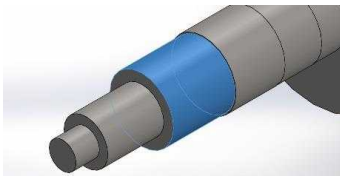
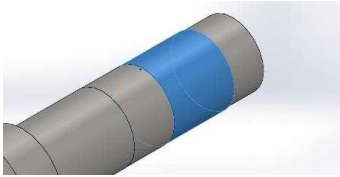
Fixture name	Fixture Image	Fixture Details		
Fixed-1		Entities: 1 face(s) Type: Fixed Geometry		
Resultant Forces				
Components	X	Y	Z	Resultant
Reaction force(N)	-0.000513654	0.000877143	0.000112018	0.00102263
Reaction Moment(N.m)	0	0	0	0

Load name	Load Image	Load Details
Torque-1		Entities: 1 face(s) Reference: Face< 1 > Type: Apply torque Value: -1.234 N.m Phase Angle: 0 Units: deg



Connector Definitions

Pin/Bolt/Bearing Connector

Model Reference	Connector Details	Strength Details		
 Bearing Support-1	Entities: 1 face(s) Type: Bearing	No Data		
Connector Forces				
Type	X-Component	Y-Component	Z-Component	Resultant
Axial Force (N)	0	0	0	0
Shear Force (N)	0	0	0	0
Bending moment (N.m)	0	0	0	0
 Bearing Support-2	Entities: 1 face(s) Type: Bearing	No Data		
Connector Forces				
Type	X-Component	Y-Component	Z-Component	Resultant
Axial Force (N)	0	0	0	0
Shear Force (N)	0	0	0	0
Bending moment (N.m)	0	0	0	0

Contact Information

No Data



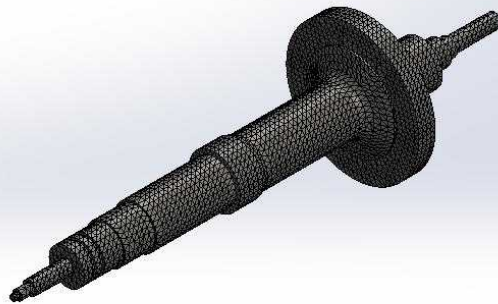
Mesh Information

Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Include Mesh Auto Loops:	Off
Jacobian points	4 Points
Element Size	10.5321 mm
Tolerance	0.526603 mm
Mesh Quality	High

Mesh Information - Details

Total Nodes	78486
Total Elements	52216
Maximum Aspect Ratio	17.522
% of elements with Aspect Ratio < 3	98.2
% of elements with Aspect Ratio > 10	0.0804
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:05
Computer name:	ISTIQOMAH-PC

Model name: VTR354
Study name: Torsion(Default)
Mesh type: Solid mesh



SOLIDWORKS

Analyzed with SolidWorks Simulation

Simulation of VTR 354

6

Sensor Details

No Data

Resultant Forces

Reaction Forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N	-0.000513654	0.000877143	0.000112018	0.00102263

Reaction Moments

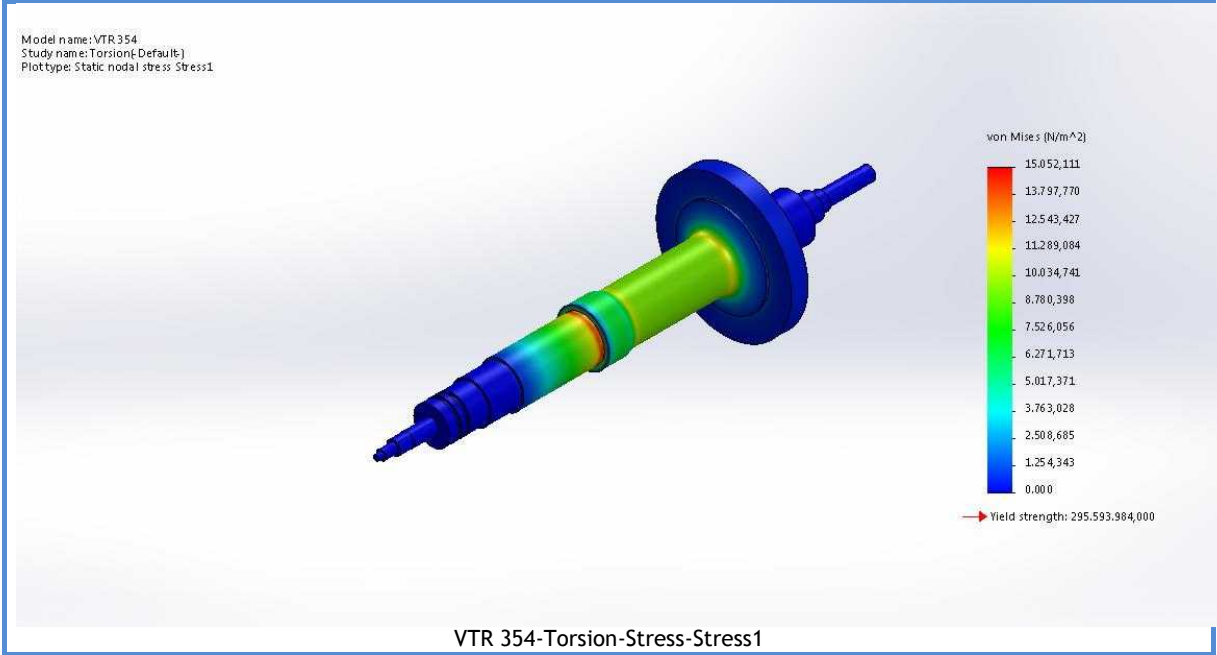
Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N.m	0	0	0	0

Beams

No Data

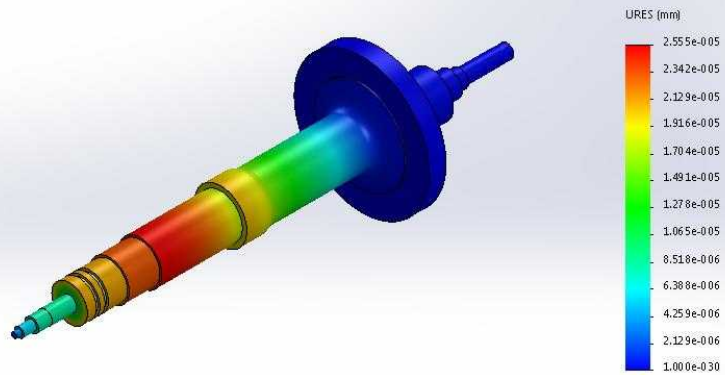
Study Results

Name	Type	Min	Max
Stress1	VON: von Mises Stress	6.57019e-006 N/m^2 Node: 57469	15052.1 N/m^2 Node: 62435



Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 866	2.55532e-005 mm Node: 62179

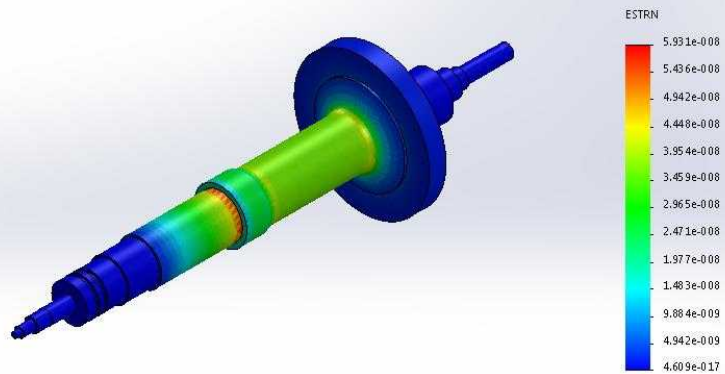
Model name: VTR 354
 Study name: Torsion(-Default)
 Plot type: Static displacement Displacement1



VTR 354-Torsion-Displacement-Displacement1

Name	Type	Min	Max
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	4.60917e-017 Element: 8075	5.93051e-008 Element: 35688

Model name: VTR 354
 Study name: Torsion(-Default)
 Plot type: Static strain Strain1

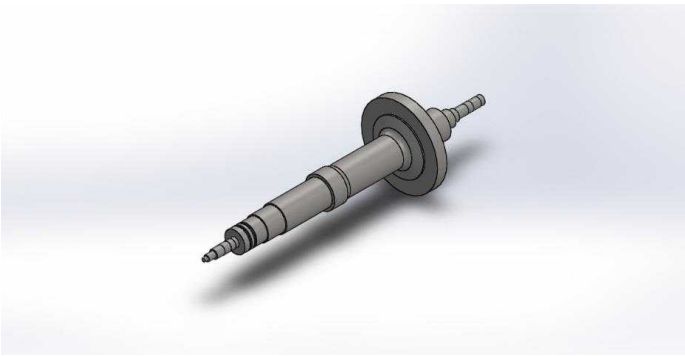


VTR 354-Torsion-Strain-Strain1

Name	Type	Min	Max
Factor of Safety1	Automatic	19638 Node: 62435	4.49902e+013 Node: 57469



Conclusion



Description
No Data

Simulation of VTR 354 Load Engine 80%

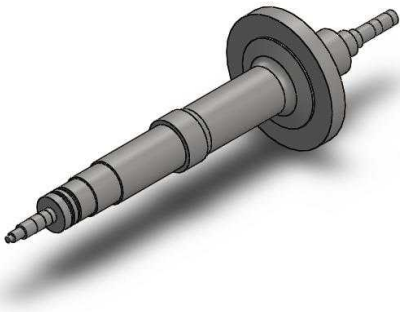
Date: 29 Juli 2017
Designer: Solidworks
Study name: Torsion
Analysis type: Static

Table of Contents


Description.....	1
Assumptions	2
Model Information	2
Study Properties	3
Units	3
Material Properties	4
Loads and Fixtures.....	4
Connector Definitions.....	5
Contact Information.....	5
Mesh Information	6
Sensor Details	7
Resultant Forces	7
Beams.....	7
Study Results	8
Conclusion	10

Assumptions

Model Information



Model name: VTR 354
Current Configuration: Default

Solid Bodies			
Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Revolve1 	Solid Body	Mass:72.8655 kg Volume:0.00934173 m^3 Density:7800 kg/m^3 Weight:714.082 N	E:\SEMESTER 8\SEKRIPSI\simulasi\Coba 15 80%\VTR 354.SLDPRT Jun 26 15:30:38 2017

Study Properties


Study name	Torsion
Analysis type	Static
Mesh type	Solid Mesh
Thermal Effect:	On
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Large displacement	Off
Compute free body forces	On
Friction	Off
Use Adaptive Method:	Off
Result folder	SolidWorks document (E:\SEMESTER 8\SEKRIPSI\simulasi\Coba 15 80%)

Units


Unit system:	SI (MKS)
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m ²

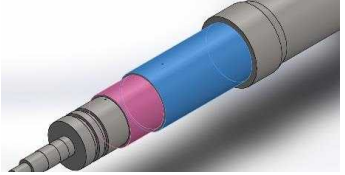


Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	Name: 1.6566 (17NiCrMo6-4) Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Max von Mises Stress Yield strength: 2.95594e+008 N/m ² Tensile strength: 1.00083e+009 N/m ² Elastic modulus: 2.1e+011 N/m ² Poisson's ratio: 0.28 Mass density: 7800 kg/m ³ Shear modulus: 7.9e+010 N/m ² Thermal expansion coefficient: 1.1e-005 /Kelvin	SolidBody 1(Revolve1)(VTR 354)
Curve Data:N/A		

Loads and Fixtures

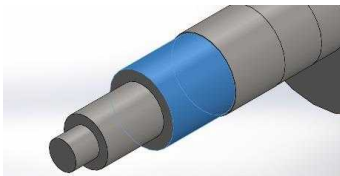
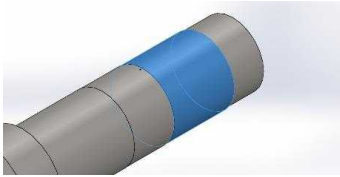
Fixture name	Fixture Image	Fixture Details		
Fixed-1		Entities: 1 face(s) Type: Fixed Geometry		
Resultant Forces				
Components	X	Y	Z	Resultant
Reaction force(N)	-0.000506564	0.000862045	0.000110202	0.00100592
Reaction Moment(N.m)	0	0	0	0

Load name	Load Image	Load Details
Torque-1		Entities: 1 face(s) Reference: Face< 1 > Type: Apply torque Value: -1.214 N.m Phase Angle: 0 Units: deg



Connector Definitions

Pin/Bolt/Bearing Connector

Model Reference	Connector Details	Strength Details		
 Bearing Support-1	Entities: 1 face(s) Type: Bearing	No Data		
Connector Forces				
Type	X-Component	Y-Component	Z-Component	Resultant
Axial Force (N)	0	0	0	0
Shear Force (N)	0	0	0	0
Bending moment (N.m)	0	0	0	0
 Bearing Support-2	Entities: 1 face(s) Type: Bearing	No Data		
Connector Forces				
Type	X-Component	Y-Component	Z-Component	Resultant
Axial Force (N)	0	0	0	0
Shear Force (N)	0	0	0	0
Bending moment (N.m)	0	0	0	0

Contact Information

No Data



SOLIDWORKS

Analyzed with SolidWorks Simulation

Simulation of VTR 354

5

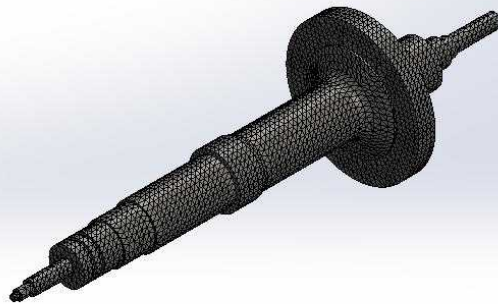
Mesh Information

Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Include Mesh Auto Loops:	Off
Jacobian points	4 Points
Element Size	10.5321 mm
Tolerance	0.526603 mm
Mesh Quality	High

Mesh Information - Details

Total Nodes	78486
Total Elements	52216
Maximum Aspect Ratio	17.522
% of elements with Aspect Ratio < 3	98.2
% of elements with Aspect Ratio > 10	0.0804
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:05
Computer name:	ISTIQOMAH-PC

Model name: VTR354
Study name: Torsion(Default)
Mesh type: Solid mesh



SOLIDWORKS

Analyzed with SolidWorks Simulation

Simulation of VTR 354

6

Sensor Details

No Data

Resultant Forces

Reaction Forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N	-0.000506564	0.000862045	0.000110202	0.00100592

Reaction Moments

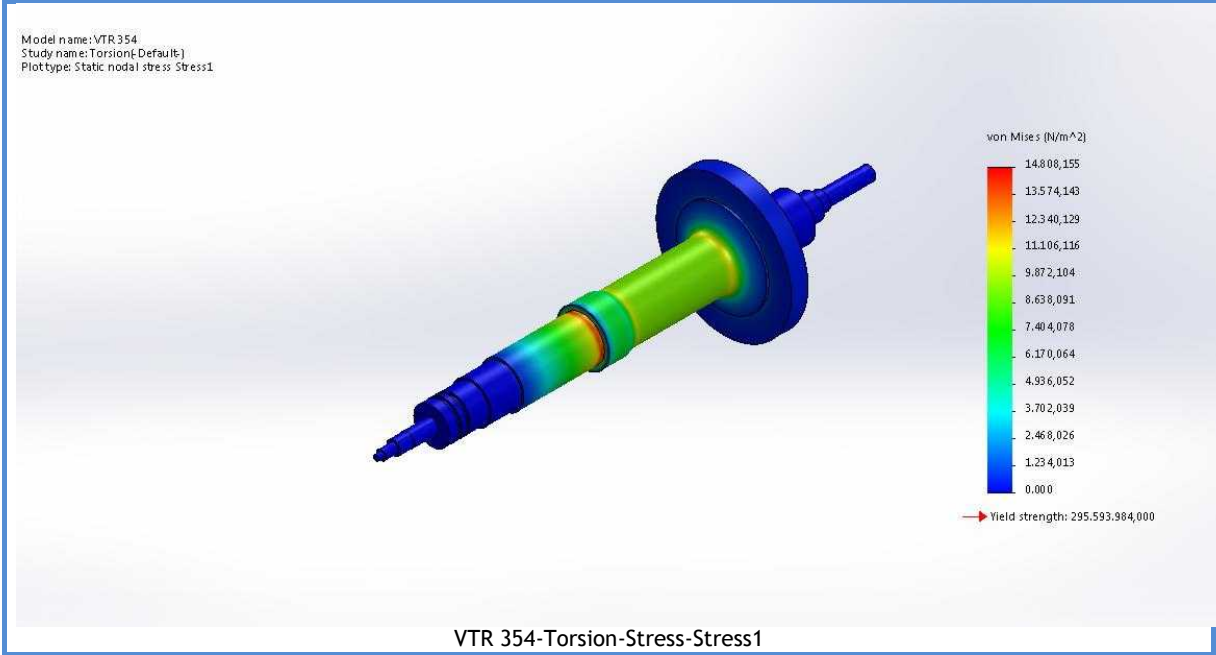
Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N.m	0	0	0	0

Beams

No Data

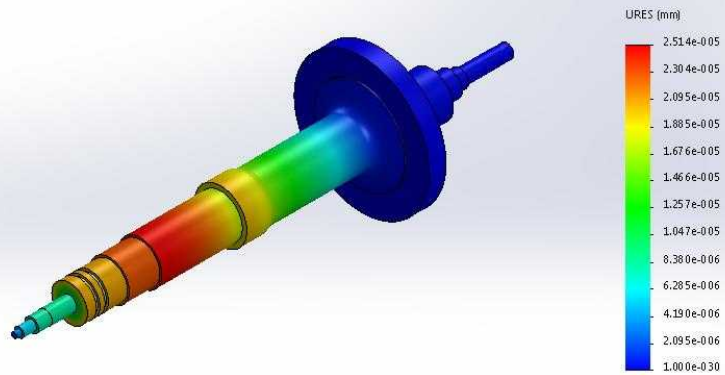
Study Results

Name	Type	Min	Max
Stress1	VON: von Mises Stress	6.46385e-006 N/m^2 Node: 57469	14808.2 N/m^2 Node: 62435



Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 866	2.51391e-005 mm Node: 62179

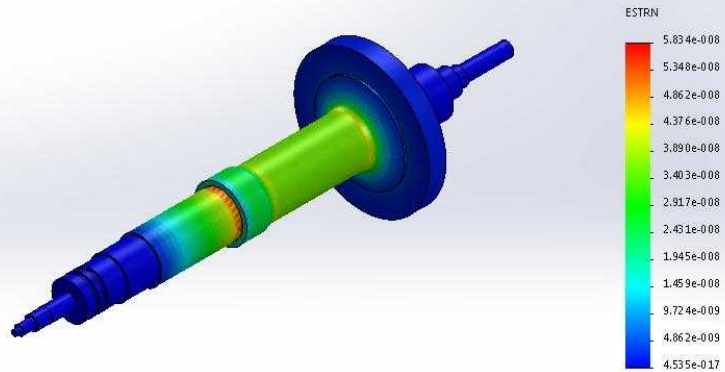
Model name: VTR 354
 Study name: Torsion(-Default)
 Plot type: Static displacement Displacement1



VTR 354-Torsion-Displacement-Displacement1

Name	Type	Min	Max
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	4.53459e-017 Element: 8075	5.8344e-008 Element: 35688

Model name: VTR 354
 Study name: Torsion(-Default)
 Plot type: Static strain Strain1

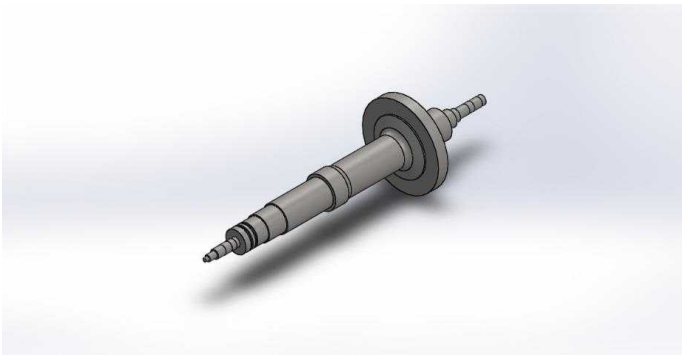


VTR 354-Torsion-Strain-Strain1

Name	Type	Min	Max
Factor of Safety1	Automatic	19961.6 Node: 62435	4.57303e+013 Node: 57469



Conclusion



Description
No Data

Simulation of VTR 354 Load Engine 90%

Date: 29 Juli 2017
Designer: Solidworks
Study name: Static 1
Analysis type: Static

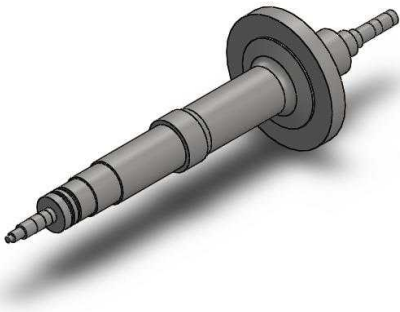
Table of Contents

Description	1
Assumptions	2
Model Information	2
Study Properties	3
Units	3
Material Properties	4
Loads and Fixtures.....	4
Connector Definitions.....	5
Contact Information.....	5
Mesh Information	6
Sensor Details	7
Resultant Forces	7
Beams.....	7
Study Results	8
Conclusion	10




Assumptions

Model Information



Model name: VTR 354
Current Configuration: Default

Solid Bodies

Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Revolve1 	Solid Body	Mass:72.8655 kg Volume:0.00934173 m^3 Density:7800 kg/m^3 Weight:714.082 N	E:\SEMESTER 8\SEKRIPSI\simulasi\Coba 16 90%\VTR 354.SLDPRT Jun 26 15:30:38 2017

Study Properties


Study name	Static 1
Analysis type	Static
Mesh type	Solid Mesh
Thermal Effect:	On
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Large displacement	Off
Compute free body forces	On
Friction	Off
Use Adaptive Method:	Off
Result folder	SolidWorks document (E:\SEMESTER 8\SEKRIPSI\simulasi\Coba 16 90%)

Units

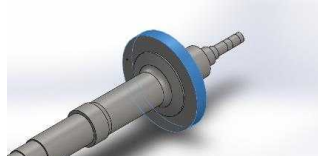
Unit system:	SI (MKS)
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m ²

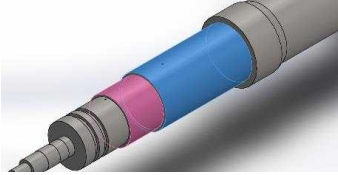


Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	Name: 1.6566 (17NiCrMo6-4) Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Max von Mises Stress Yield strength: 2.95594e+008 N/m ² Tensile strength: 1.00083e+009 N/m ² Elastic modulus: 2.1e+011 N/m ² Poisson's ratio: 0.28 Mass density: 7800 kg/m ³ Shear modulus: 7.9e+010 N/m ² Thermal expansion coefficient: 1.1e-005 /Kelvin	SolidBody 1(Revolve1)(VTR 354)
Curve Data:N/A		

Loads and Fixtures

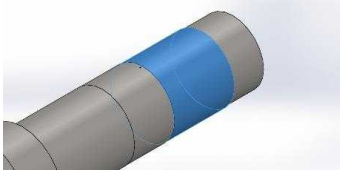
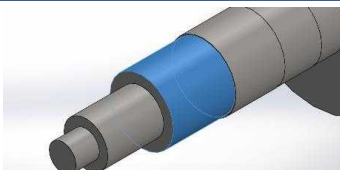
Fixture name	Fixture Image	Fixture Details		
Fixed-1		Entities: 1 face(s) Type: Fixed Geometry		
Resultant Forces				
Components	X	Y	Z	Resultant
Reaction force(N)	-0.000500634	0.000855595	0.000109294	0.000997308
Reaction Moment(N.m)	0	0	0	0

Load name	Load Image	Load Details
Torque-1		Entities: 1 face(s) Reference: Face< 1 > Type: Apply torque Value: -1.204 N.m Phase Angle: 0 Units: deg



Connector Definitions

Pin/Bolt/Bearing Connector

Model Reference	Connector Details	Strength Details		
 Bearing Support-1	Entities: 1 face(s) Type: Bearing	No Data		
Connector Forces				
Type	X-Component	Y-Component	Z-Component	Resultant
Axial Force (N)	0	0	0	0
Shear Force (N)	0	0	0	0
Bending moment (N.m)	0	0	0	0
 Bearing Support-2	Entities: 1 face(s) Type: Bearing	No Data		
Connector Forces				
Type	X-Component	Y-Component	Z-Component	Resultant
Axial Force (N)	0	0	0	0
Shear Force (N)	0	0	0	0
Bending moment (N.m)	0	0	0	0

Contact Information

No Data



SOLIDWORKS

Analyzed with SolidWorks Simulation

Simulation of VTR 354

5

Mesh Information

Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Include Mesh Auto Loops:	Off
Jacobian points	4 Points
Element Size	10.5321 mm
Tolerance	0.526603 mm
Mesh Quality	High

Mesh Information - Details

Total Nodes	78486
Total Elements	52216
Maximum Aspect Ratio	17.522
% of elements with Aspect Ratio < 3	98.2
% of elements with Aspect Ratio > 10	0.0804
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:06
Computer name:	ISTIQOMAH-PC



Sensor Details

No Data

Resultant Forces

Reaction Forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N	-0.000500634	0.000855595	0.000109294	0.000997308

Reaction Moments

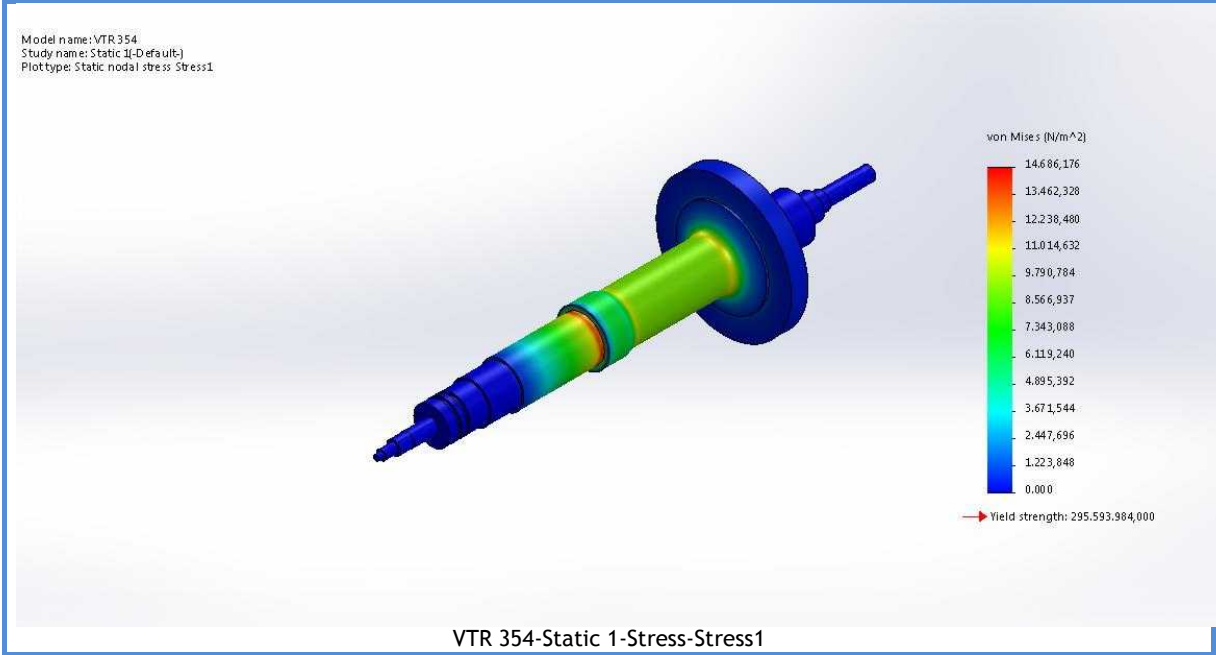
Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N.m	0	0	0	0

Beams

No Data

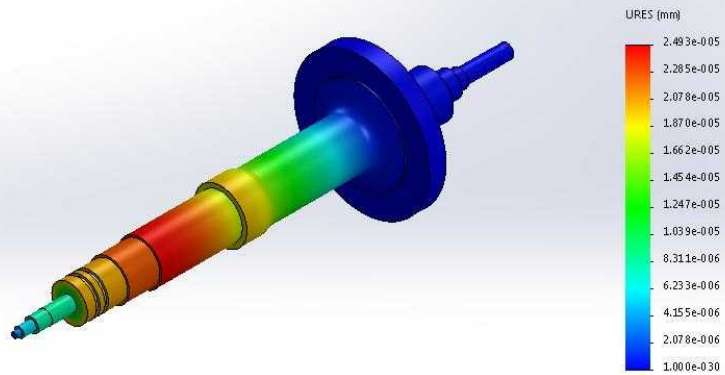
Study Results

Name	Type	Min	Max
Stress1	VON: von Mises Stress	6.41042e-006 N/m^2 Node: 57469	14686.2 N/m^2 Node: 62435



Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 866	2.4932e-005 mm Node: 62179

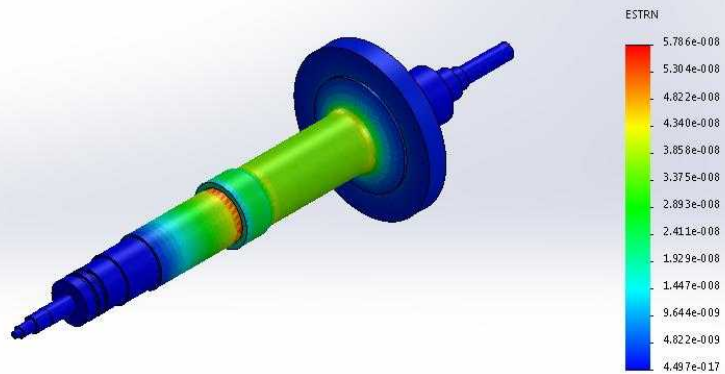
Model name: VTR 354
 Study name: Static 1(-Default-)
 Plot type: Static displacement Displacement1



VTR 354-Static 1-Displacement-Displacement1

Name	Type	Min	Max
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	4.49714e-017 Element: 8075	5.78634e-008 Element: 35688

Model name: VTR 354
 Study name: Static 1(-Default-)
 Plot type: Static strain Strain1

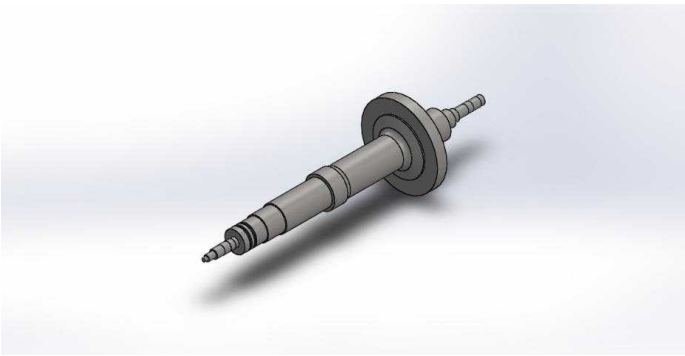


VTR 354-Static 1-Strain-Strain1

Name	Type	Min	Max
Factor of Safety1	Automatic	20127.4 Node: 62435	4.61115e+013 Node: 57469



Conclusion



Description
No Data

Simulation of VTR 354 Load Engine 100%

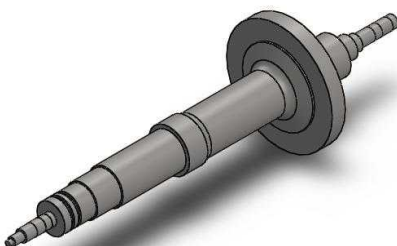
Date: 29 Juli 2017
Designer: Solidworks
Study name: Torsion
Analysis type: Static

Table of Contents

Description.....	1
Assumptions	2
Model Information	2
Study Properties	3
Units	3
Material Properties	4
Loads and Fixtures.....	4
Connector Definitions.....	5
Contact Information.....	5
Mesh Information	6
Sensor Details	7
Resultant Forces	7
Beams.....	7
Study Results	8
Conclusion	10


Assumptions

Model Information



Model name: VTR 354
Current Configuration: Default

Solid Bodies

Document Name and Reference	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Revolve1 	Solid Body	Mass:72.8655 kg Volume:0.00934173 m ³ Density:7800 kg/m ³ Weight:714.082 N	E:\SEMESTER 8\SEKRIPSI\simulasi\Cob a 17 100%\VTR 354.SLDPRT Jun 26 15:30:38 2017



Study Properties


Study name	Torsion
Analysis type	Static
Mesh type	Solid Mesh
Thermal Effect:	On
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Large displacement	Off
Compute free body forces	On
Friction	Off
Use Adaptive Method:	Off
Result folder	SolidWorks document (E:\SEMESTER 8\SEKRIPSI\simulasi\Coba 17 100%)

Units

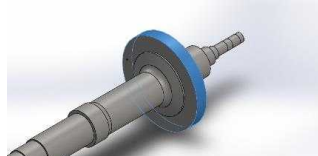
Unit system:	SI (MKS)
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m ²

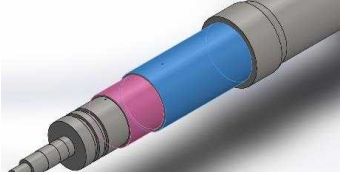


Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	Name: 1.6566 (17NiCrMo6-4) Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Max von Mises Stress Yield strength: 2.95594e+008 N/m ² Tensile strength: 1.00083e+009 N/m ² Elastic modulus: 2.1e+011 N/m ² Poisson's ratio: 0.28 Mass density: 7800 kg/m ³ Shear modulus: 7.9e+010 N/m ² Thermal expansion coefficient: 1.1e-005 /Kelvin	SolidBody 1(Revolve1)(VTR 354)
Curve Data:N/A		

Loads and Fixtures


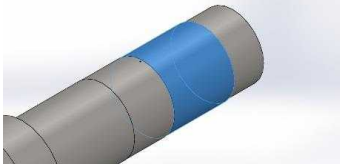
Fixture name	Fixture Image	Fixture Details		
Fixed-1		Entities: 1 face(s) Type: Fixed Geometry		
Resultant Forces				
Components	X	Y	Z	Resultant
Reaction force(N)	-0.000480037	0.000821601	0.000104756	0.000957308
Reaction Moment(N.m)	0	0	0	0

Load name	Load Image	Load Details
Torque-1		Entities: 1 face(s) Reference: Face< 1 > Type: Apply torque Value: -1.154 N.m Phase Angle: 0 Units: deg



Connector Definitions

Pin/Bolt/Bearing Connector

Model Reference	Connector Details	Strength Details		
 Bearing Support-1	Entities: 1 face(s) Type: Bearing	No Data		
Connector Forces				
Type	X-Component	Y-Component	Z-Component	Resultant
Axial Force (N)	0	0	0	0
Shear Force (N)	0	0	0	0
Bending moment (N.m)	0	0	0	0
 Bearing Support-2	Entities: 1 face(s) Type: Bearing	No Data		
Connector Forces				
Type	X-Component	Y-Component	Z-Component	Resultant
Axial Force (N)	0	0	0	0
Shear Force (N)	0	0	0	0
Bending moment (N.m)	0	0	0	0

Contact Information

No Data

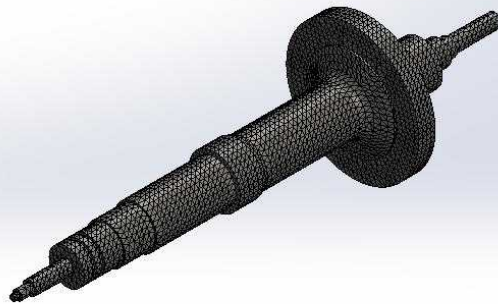
Mesh Information

Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Include Mesh Auto Loops:	Off
Jacobian points	4 Points
Element Size	10.5321 mm
Tolerance	0.526603 mm
Mesh Quality	High

Mesh Information - Details

Total Nodes	78486
Total Elements	52216
Maximum Aspect Ratio	17.522
% of elements with Aspect Ratio < 3	98.2
% of elements with Aspect Ratio > 10	0.0804
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:06
Computer name:	ISTIQQOMAH-PC

Model name: VTR354
Study name: Torsion(Default)
Mesh type: Solid mesh



SOLIDWORKS

Analyzed with SolidWorks Simulation

Simulation of VTR 354

6

Sensor Details

No Data

Resultant Forces

Reaction Forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N	-0.000480037	0.000821601	0.000104756	0.000957308

Reaction Moments

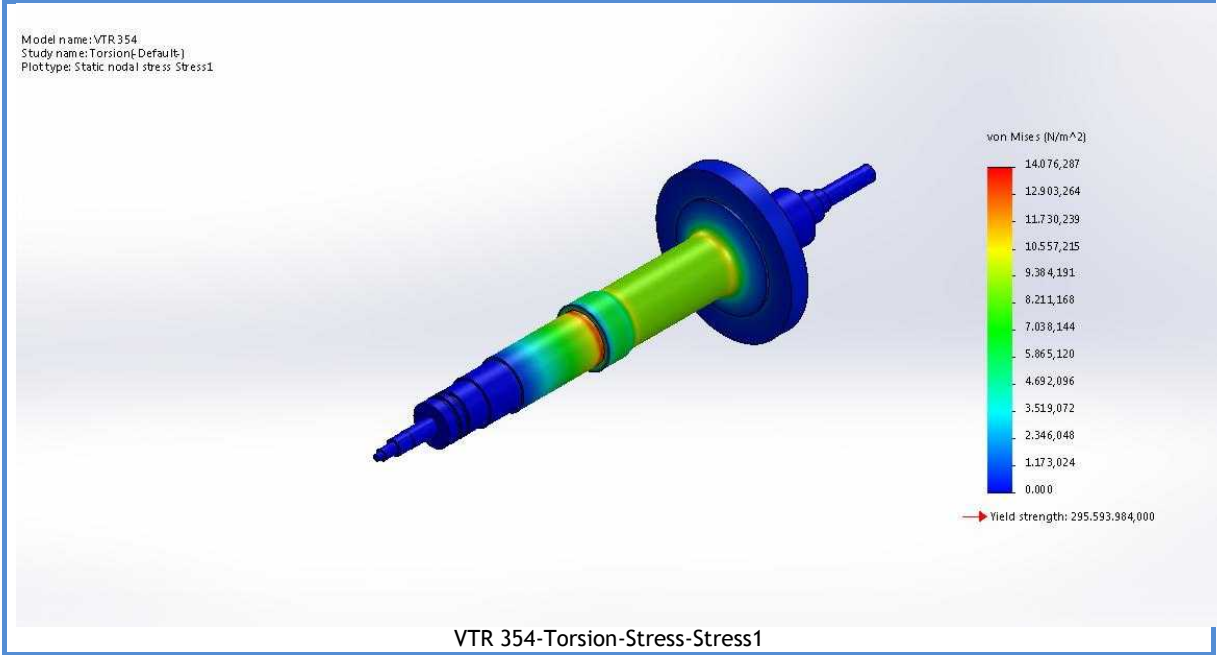
Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N.m	0	0	0	0

Beams

No Data

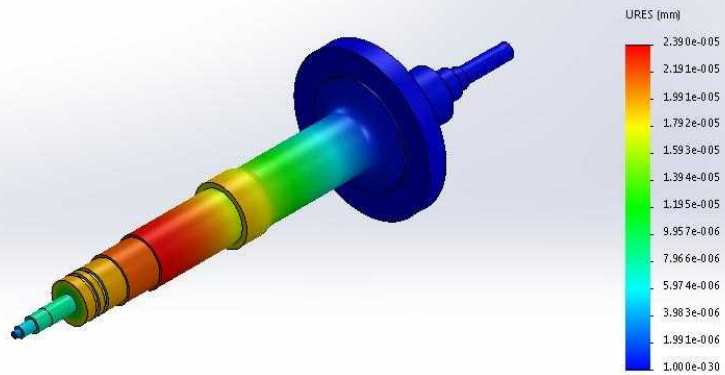
Study Results

Name	Type	Min	Max
Stress1	VON: von Mises Stress	6.14388e-006 N/m^2 Node: 57469	14076.3 N/m^2 Node: 62435



Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 866	2.38966e-005 mm Node: 62179

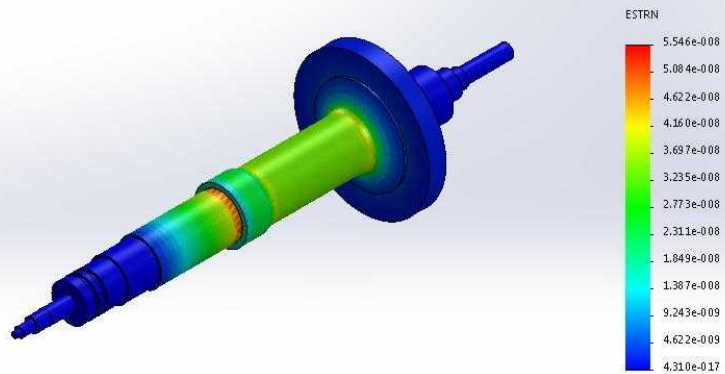
Model name: VTR 354
 Study name: Torsion(-Default)
 Plot type: Static displacement Displacement1



VTR 354-Torsion-Displacement-Displacement1

Name	Type	Min	Max
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	4.31014e-017 Element: 8075	5.54604e-008 Element: 35688

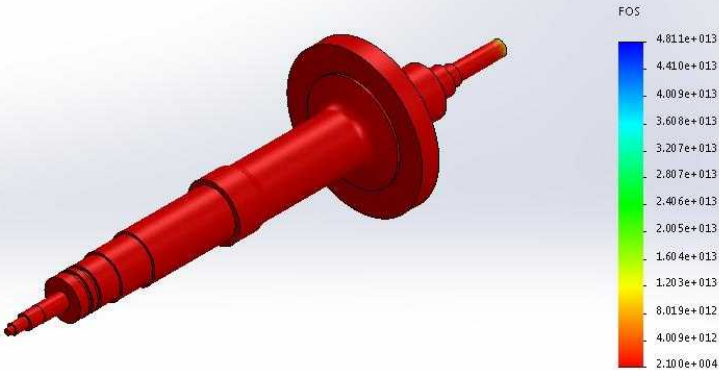
Model name: VTR 354
 Study name: Torsion(-Default)
 Plot type: Static strain Strain1



VTR 354-Torsion-Strain-Strain1

Name	Type	Min	Max
Factor of Safety1	Automatic	20999.4 Node: 62435	4.81119e+013 Node: 57469

Model name: VTR 354
Study name: Torsion(-Default-)
Plot type: Factor of Safety Factor of Safety1
Criterion : Automatic
Factor of safety distribution: Min FOS = 2.1e+004



VTR 354-Torsion-Factor of Safety-Factor of Safety1

Conclusion

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Blora, 20 Januari 1995, merupakan anak ketiga dari 3 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal, yaitu TK Pertiwi Kapuan Cepu lulus tahun 2001, SDN 1 Kapuan Cepu lulus tahun 2007, SMP Negeri 4 Cepu lulus tahun 2010, SMA Negeri 1 Cepu jurusan Ilmu Pengetahuan Alam dan lulus tahun 2013. Penulis melanjutkan studi ke Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya melalui jalur SNMPTN dan diterima di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK ITS pada tahun 2013 dan terdaftar dengan NRP. 4213100054. Di jurusan ini penulis mengambil Bidang Marine Power Plant (MPP). Selama di bangku perkuliahan, penulis sempat aktif di beberapa kegiatan, antara lain peserta Pelatihan Ketrampilan Majerial Mahasiswa (LKMM) tingkah Pra TD tahun 2013, pengurus

Badan Eksekutif Mahasiswa Fakultas Teknologi Kelautan (BEM FTK) pada tahun 2014/2015 dan 2015/2016, panitia acara Marine Icon tahun 2014, 2015 dan 2016, serta penerima Beasiswa LAZIS PT. PLN pada tahun 2016/2017.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”